

DLR-IB-FA-BS-2017-218

**Aktiv-passiv-hybride-Methoden
zur Beeinflussung des
vibroakustischen Verhaltens von
gitterversteiften Paneelen**

Masterarbeit

Andreas Lehn
Malte Misol



DLR

**Deutsches Zentrum
für Luft- und Raumfahrt**



Institut für Faserverbundleichtbau und Adaptronik

DLR-IB-FA-BS-2017-218

**Aktiv-passiv-hybride-Methoden
zur Beeinflussung des
vibroakustischen Verhaltens von
gitterversteiften Paneelen**

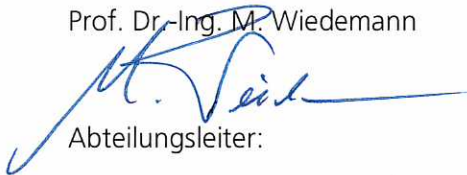
Zugänglichkeit:

Stufe 2

Braunschweig, Dezember, 2017

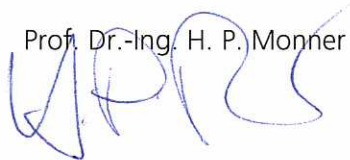
Institutsleiter:

Prof. Dr.-Ing. M. Wiedemann



Abteilungsleiter:

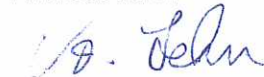
Prof. Dr.-Ing. H. P. Monner



Der Bericht umfasst: 94 Seiten

Autor:

Andreas Lehn



Betreuer:

Dr.-Ing. M. Misol



DLR

Deutsches Zentrum
für Luft- und Raumfahrt

Institut für Mechanik
Kontinuumsmechanik und Materialtheorie (LKM)
Prof. Dr.-Ing. W. H. Müller

Masterarbeit

Aktiv-passiv-hybride-Methoden zur Beeinflussung des vibroakustischen Verhaltens von gitterversteiften Paneelen

Andreas Lehn

Berlin, 19.12.2017

Email:	andreas.lehn01@gmail.com
Matrikelnummer:	349379
Studiengang:	Physikalische Ingenieurwissenschaft
Betreuer:	Prof. Dr.-Ing. W. H. Müller (TU Berlin) Dr. -Ing. Ralf Wille (TU Berlin) Dr. -Ing. Malte Misol (DLR)

Zusammenfassung

Diese Masterarbeit leistet einen Beitrag zur Bewertung des akustischen Dämpfungspotentials gitterversteifter Paneele für eine tieffrequente, breitbandige Anregung, wie sie durch die turbulente Grenzschicht (TBL) eines Flugzeugs im Reiseflug vorliegt. Hierfür wurden sowohl passive Maßnahmen in Form von Vliesstoff, Dämmschaum und *Constrained Layer Damping* (CLD), als auch aktiv-passiv-hybride, sowie rein aktive Methoden erprobt. Die aktiven und aktiv-passiv-hybriden Maßnahmen orientierten sich am Konzept des *Active Constrained Layer Damping* (ACLD), bei dem durch piezoelektrische Aktoren die Schubdeformation eines viskoelastischen Materials verstärkt und dadurch dessen Dissipationsmechanismus angeregt wird. Als aktive Konzepte wurden sowohl eine Steuerung mittels adaptivem FIR-Filter mit FXLMS Algorithmus, sowie simple Proportional- und Differentialregelungskonzepte angewendet. Im Rahmen der Umsetzung dieser Arbeit wurde zunächst ein bestehender Versuchsstand zur Synthese der TBL-Anregung modifiziert, um bestehende Steuerbarkeits- und Fremdschallprobleme zu lösen. Die am modifizierten Versuchsstand erzielten Ergebnisse zeigen, dass keines der Konzepte für Frequenzen bis 370 Hz wirksam ist. Für höhere Frequenzbereiche bis 500 Hz kann sowohl durch die Anwendung von Vlies, als auch der Steuerung eine breitbandige Schalleistungspegelreduktionen von bis zu 2,5 dB erzielt werden. Die Steuerung erwirkt zudem im Bereich einzelner dominanter Eigenmoden eine Reduktion von bis zu 12 dB im Schalleistungspegel. Das Konzept des ACLD war hierbei rein aktiven Konzepten unterlegen und konnte nicht überzeugen. Auf Grund des schlechten Signal-Rausch-Verhältnisses der piezoelektrischen Sensoren, hatten die Regelungsansätze mit massiven Stabilitätsproblemen zu kämpfen und es konnten keine zufriedenstellenden Ergebnisse erzielt werden. Insgesamt ist die erzielte Dämmwirkung der getesteten Maßnahmen zu gering um für eine praktische Implementierung infrage zukommen. Die Ergebnisse zeigen jedoch auf, wie eine erfolgversprechendere Umsetzung aktiver Maßnahmen aussehen könnte.

Abstract

This master's thesis contributes to the evaluation of the acoustic insulation potential of lattice-reinforced panels for a low-frequency, broadband excitation, as it is present through the turbulent boundary layer (TBL) of an aircraft in cruising flight. For this purpose, passive measures in the form of nonwovens, insulating foam and *Constrained Layer Damping* (CLD), as well as active-passive-hybrid, as well as purely active methods were tested. The active and active-passive-hybrid measures were based on the concept of *Active Constrained Layer Damping* (ACLD), in which the shear deformation of a viscoelastic material is intensified by piezoelectric actuators, thereby stimulating its dissipation mechanism. As active concepts both, an open-loop control by means of adaptive FIR filter with FXLMS algorithm, as well as simple proportional and differential closed-loop control laws were used. As part of the implementation of this work, an existing experimental setup for the synthesis of the TBL excitation was initially modified to solve existing controllability and ambient noise problems. The results obtained with the modified test setup show that none of the concepts is effective for frequencies up to 370 Hz. For higher frequency ranges up to 500 Hz, a broadband sound power level reduction of up to 2.5 dB can be achieved both by the use of nonwovens and open-loop control. The open-loop control also achieves a reduction of up to 12 dB in the sound power level in the range of individual dominant eigenmodes. The concept of ACLD was inferior to purely active concepts and could not convince. Due to the poor signal-to-noise ratio of the piezoelectric sensors, the closed-loop control approaches had to face massive stability problems and no satisfactory results could be achieved. Overall, the achieved insulation effect of the tested measures is too low to be eligible for a practical implementation. However, the results indicate the way a more promising implementation of active measures could look like.

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei all jenen bedanken, die durch ihre persönliche und fachliche Unterstützung zum Gelingen dieser Masterarbeit beigetragen haben. Hier seien die Masteranden und Doktoranden Alexander Kokott, Francesco Rea und Marc Sparenberg genannt, die mir durch gute Ideen und andere Sichtweisen über viele Probleme hinweg halfen. Außerdem die Kollegen Ralf Keimer, Thomas Haase, Martin Pohl und Stephan Algermissen, die stets für fachliche Fragen und durchgebrannte Verstärker eine Lösung parat hatten.

Besonders bedanken möchte ich mich bei meinem Betreuer Malte Misol, der mir mit kompetentem Rat und Tat und aufmunternden Worten in den entscheidenden Momenten unter die Arme gegriffen hat, sowie bei Maik Titze, dessen Expertise, Daten und Skripte aus seiner vorangegangenen Arbeit er mir uneingeschränkt zur Verfügung gestellt hat.

Für die unbürokratische und unkomplizierte Betreuung seitens der TU Berlin danke ich Prof. Wolfgang Müller, Benjamin Schmorl und Ralf Wille.

Mein letzter Dank gilt meiner Freundin Luisa, die meinen Unmut über gescheiterte Versuche ertragen, und diese Arbeit mit strenger Feder korrigiert hat, sowie meinen Eltern Jerry und Uli, deren Anmerkungen diese Arbeit abrundeten.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	XV
Tabellenverzeichnis	XIX
Abkürzungsverzeichnis	XXI
Nomenklatur	XXIII
1. Einleitung	1
2. Grundlagen	4
2.1. Schallgrößen	4
2.2. Schallabstrahlung ebener Platten	5
2.3. Das Rayleigh-Integral	7
2.4. Synthese einer numerisch validen TBL-Anregung	9
2.5. Piezoelektrische Materialien	10
2.6. Steuerung mittels adaptivem FIR-Filter und FXLMS Algorithmus .	11
2.7. Dehnungs- und Dehnungsratenregelung	14
3. Stand der Forschung	16
3.1. Passive Dämmmaßnahmen	16
3.2. Aktive Dämmmaßnahmen	17
3.3. Hybride Dämmmaßnahmen	17
3.4. Forschungsstand zu gitterversteiften Paneelen am DLR	22
4. Versuchsaufbau und Eigenschaften des Gridpaneels	26
5. Modifikation der TBL-Synthese	31
6. Erprobung passiver Maßnahmen	37
7. Erprobung aktiver und hybrider Dämmmaßnahmen	43
7.1. Vorversuch ACLD Konfigurationen	43
7.2. Vorversuch Aktorautorität	46
7.3. Vorversuch Rechenaufwand und Filterlänge	47
7.4. Aktive Dämpfung des Gridpaneels durch Steuerung	49
7.5. Aktive Dämpfung durch Proportional- und Differentialregelungen .	56
8. Fazit und Ausblick	60

Bibliography	63
A. Anhang	67
A.1. Erläuterungen zur Steuerung und des genutzten SIMULINK-Modells	67
A.2. Erläuterungen zur Regelung und des genutzten SIMULINK-Modells	70
A.3. Auslegung des Hochpassfilters zur analogen Differentiation	72

Abbildungsverzeichnis

1.1. Rumpfstruktur in Gridbauweise	1
1.2. Trihexagonale Kagome Form	1
1.3. Spektrale Leistungsdichte der Druckschwankungen einer im Windkanal angeregten Platte	2
1.4. Foto des zur Bearbeitung verfügbaren Gridpaneels im Akustischen Transmissionsprüfstand Braunschweig (ATB)	3
2.1. Ausbildung von Biegeschwingungsmoden verschiedener Ordnung ei- ner endlichen, rechteckigen, momentenfrei gelagerten Platte	6
2.2. Abstrahlgrad der Biegeschwingungsmoden einer rechteckigen Platte: ungerade Modenordnungen strahlen effizienter Schall ab	8
2.3. Veranschaulichung der Diskretisierung einer Plattenstruktur zur Be- rechnung des Rayleigh-Integrals	9
2.4. Aufbau eines FIR-Filters	12
2.5. Systemidentifikation mittels adaptivem FIR-Filter	12
2.6. Aufbau eines adaptiven Filters mit FXLMS Algorithmus	13
3.1. Smart foam design: PVDF Lage in passiven Dämmschaum eingear- beitet in abwechselnd gekrümmter Wellenform	18
3.2. Prinzipieller Aufbau von ACLD mit einer viskoelastischen Schicht zwischen zwei piezoelektrischen Lagen	19
3.3. Bandbreite dokumentierter ACLD-Konfigurationen. Die Varianten (c), sowie (g) und (q) mit kolokalem piezoelektrischem Sensor wurden experimentell umgesetzt	20
3.4. In den Versuchsaufbau integriertes Lautsprecherarray und Rückseite des Gridpaneels	23
3.5. Vorderansicht des Gridpaneels im Versuchsaufbau	23
3.6. Vergleich der Schallleistungspegel von Simulation und Experiment	23
3.7. Vergleich der Schallleistungspegel mittels Rayleigh-Integral und Schallin- tensitätsmessung	23
3.8. Von Titze nach dem Kriterium der modalen Dehnungsenergien ausge- wählte CLD Konfigurationen	25
3.9. Erzielte Schallleistungspegelreduktionen pro Massenzunahme durch verschiedene CLD Konfigurationen zusammengefasst in Terzbändern nach DIN 61260-1	25
4.1. Das elastisch gelagerte Gridpaneel im ATB des DLR. Hier bereits mit applizierten Piezokeramiken für aktive Dämmmaßnahmen	27

4.2.	Eigenfrequenzen und Eigenformen des Gridpaneels mit elastischer Lagerung bis 500 Hz	28
4.3.	Schalleistungsspektrum des Gridpaneels berechnet per Rayleigh-Integral mit Schnelldaten aus der Simulation. Es zeigen sich ausgeprägte Überhöhungen im Bereich der Eigenfrequenzen.	29
4.4.	Identisch gewichtete Überlagerung der modalen Dehnungsenergien der Moden 4-10	30
4.5.	Modale Dehnungsenergie der Mode 8	30
5.1.	TBL-Synthese: Blick auf die Rückseite des Gridpaneels: applizierte Matrix aus Inertial-Erregern zur TBL-Synthese	32
5.2.	TBL-Synthese: Singulärwertzerlegung der Übertragungsmatrix zur Analyse der Steuerbarkeit	33
5.3.	TBL-Synthese: Übereinstimmung des Schalleistungspegelspektrums zwischen Numerik und Versuch mit zwölf Inertial-Erregern als Anregungsquelle	33
5.4.	TBL-Synthese: Übereinstimmung des Schalleistungspegelspektrums zwischen Rayleigh-Integral und Schallintensitätsmessung mit zwölf Inertial-Erregern als Anregungsquelle	34
5.5.	TBL-Synthese: Wiederholbarkeit der Schallintensitätsmessungen für zehn unabhängige Messungen	35
6.1.	Passive Dämmmaßnahmen: Vollflächige Belegung mit dem Dämmschaum Basotec G+ von <i>BASF</i>	37
6.2.	Passive Dämmmaßnahmen: Belegung der oberen 10 Millimeter der Rippen und der Flächen parallel zu den Hautfeldern mit selbst angefertigtem CLD	37
6.3.	Passive Dämmmaßnahmen: Schalleistungspegelveränderungen pro Terzband der vier erprobten Konfigurationen absolut und auf das Zusatzgewicht der Dämmmaßnahme bezogen	39
6.4.	Passive Dämmmaßnahmen: Vergleich der Schalleistungspegelveränderung mittels Rayleigh-Integral des von Titze erprobten CLDs <i>3M 2552</i> und der selbst gefertigten, doppelt so dicken CLD Konfiguration	40
6.5.	Passive Dämmmaßnahmen: Eigenfrequenzverschiebungen durch die Applikation von CLD im Schalleistungspegelspektrum	41
7.1.	PZT Piezokeramik DuraAct P-876.A11 der Firma <i>PI Ceramic</i>	44
7.2.	PVDF Sensoren der Firma <i>Measurement Specialties</i>	44
7.3.	Hybride Dämmmaßnahmen: Schema des Versuchsaufbaus der Vorversuche zur Erprobung der drei ausgewählten ACLD-Varianten	44
7.4.	Hybride Dämmmaßnahmen: Foto des Vorversuchsaufbaus mit zwei applizierten ACLD-Varianten	44
7.5.	Hybride Dämmmaßnahmen: Schematische Darstellung der in den Vorversuchen erprobten Konfigurationen	45

7.6. Hybride Dämmmaßnahmen: Vergleich Schalleistungspegel TBL-Anregung und PZT Keramik mit Pseudorandomsignal 0-500 Hz	47
7.7. Hybride Dämmmaßnahmen: Positionierung einer PZT Piezokeramik an einer Postion hoher modaler Dehnungsenergie zur Bewertung der Aktorautorität	48
7.8. Hybride Dämmmaßnahmen: Einfluss der Filterlänge auf die Reduktion des Fehlersignals	48
7.9. Hybride Dämmmaßnahmen: Positionierung von drei Aktor-Sensor-Paaren zur möglichst effektiven Dämpfung von Mode 8	50
7.10. Hybride und aktive Dämmmaßnahmen: schematische Darstellung der Anordnung von Sensoren, Aktoren und viskoelastischem Material (VEM) pro Aktor-Sensor-Paar für die vier untersuchten Konfigurationen	51
7.11. Hybride und aktive Dämmmaßnahmen: Schalleistungspegelreduktion der getesteten Konfigurationen absolut und auf das Zusatzgewicht bezogen	52
7.12. Hybride und aktive Dämmmaßnahmen: Schalleistungspegelveränderungen und räumlich aufgelöste Veränderung der Oberflächenschnellepegel	53
7.13. Regelung: Phasenverzögerungen durch das Tiefpassfilter und die Signalverarbeitung	57
7.14. Regelung: Veränderung der Oberflächenschnellepegel für P-Regelung und D-Regelung	59
A.1. Steuerung: Blockschaltbild	69
A.2. Regelung: Regelkreis	70
A.3. Regelung: Blockschaltbild	71
A.4. Aufbau eines Hochpassfilters	72
A.5. Amplituden- und Phasengang des verwendeten Hochpassfilters mit einem Widerstand $R = 500 \Omega$ und einem Kondensator mit der Kapazität von $C = 100 \text{ nF}$	73

Tabellenverzeichnis

4.1. Gegenüberstellung der experimentell und numerisch identifizierten Eigenfrequenzen	27
6.1. Einteilung der Terzbänder gemäß DIN 61260-1	38
7.1. Hybride Dämmmaßnahmen: Erzielte Reduktionen mit PVDF und PZT Keramik im Fehlersignal und benachbartem Beschleunigungs- sensorsignal für die Konfigurationen 1 und 2	45
7.2. Hybride und aktive Dämmmaßnahmen: Reduktion der Fehlersensorsi- gnalpegel, sowie Aussteuerung der Aktoren für die vier untersuchten Konfigurationen am Gridpaneel	54
7.3. Regelung: Reduktion der Fehlersensorsignalpegel, Aussteuerung der Aktoren, sowie Signalreduktion bei 380 Hz für P- und D-Regelung der <i>ACLD</i> Konfiguration	58

Abkürzungsverzeichnis

ACLD	Active Constrained Layer Damping
ANC	Active Noise Control
ASAC	Active Structural Acoustic Control
ATB	Akustischer Transmissionsprüfstand Braunschweig
AVC	Active Vibration Control
CFK	Kohlenstofffaserverstärkter Kunststoff
CLD	Constrained Layer Damping
D-Regelung	Differentialregelung
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt
FEM	Finite-Elemente-Methode
FFT	Fast-Fourier-Transformation
FIR	Finite-Impulse-Response
FXLMS	Filtered-X-Least-Mean-Square
LMS	Least-Mean-Square
LSV	Laser Scanning Vibrometer
MAC	Modal Assurance Criterion
MIMO	Multiple-Input-Multiple Output
P-Regelung	Proportionalregelung
PVDF	Polyvinylidenfluorid
PZT	Blei-Zirkonat-Titanat
SISO	Single-Input-Single Output
TBL	Turbulent Boundary Layer
VEM	Viskoelastisches Material

Nomenklatur

Symbol	Einheit	Bedeutung
a	$[\frac{m}{V}]$	piezoelektrische Konstante
A	$[m^2]$	Fläche
B'	$[\frac{N \cdot mm^2}{s}]$	Biegesteifigkeit
c	$[\frac{kg}{s^2}]$	Federkonstante
c_B	$[\frac{m}{s}]$	Biegewellenausbreitungsgeschwindigkeit
c_L	$[\frac{m}{s}]$	Luftschallgeschwindigkeit
C	[F]	Kapazität
d	$[\frac{kg}{s}]$	Dämpfungskonstante
D	$[\frac{As}{m^2}]$	elektrische Flussdichte
E	$[\frac{V}{m}]$	elektrisches Feld
E_Y	$[\frac{N}{mm^2}]$	Elastizitätsmodul
f	[Hz]	Frequenz
F	[N]	Kraft
h	[m]	Dicke
\vec{I}	$[\frac{W}{m^2}]$	Schallintensität
j		imaginäre Einheit
k	$[\frac{1}{m}]$	Kreiswellenzahl
l	[m]	Länge
m	[kg]	Masse
m'	$[\frac{kg}{m^2}]$	Massebelag
p	[Pa]	Schalldruck
R	[Ω]	elektrischer Widerstand
P	[W]	Leistung
q	$[\frac{m^3}{s}]$	Volumenfluss
r	[m]	Abstand
\vec{v}	$[\frac{m}{s}]$	Schallschnelle / Geschwindigkeit
x, \dot{x}, \ddot{x}	[m], $[\frac{m}{s}]$, $[\frac{m}{s^2}]$	Ort, Geschwindigkeit, Beschleunigung
ϵ	$[\frac{C}{Vm}]$	Dielektrizitätskonstante
\mathcal{E}	[1]	Dehnung
μ	[1]	Querkontraktionszahl
ω	$[\frac{1}{s}]$	Kreisfrequenz
ρ	$[\frac{kg}{m^3}]$	Dichte
σ	$[\frac{N}{mm^2}]$	mech. Spannung
σ_a	[1]	Abstrahlgrad

Indizes

Index	Beschreibung
$\vec{()}$	Vektor
$\tilde{()}$	Effektivwert
$\bar{()}$	zeitliche (und ggf. auch räumliche) Mittlung
$()_{100}$	Bei einer Frequenz von 100 Hz
$()_{Band}$	Bezogen auf ein definiertes Frequenzband
$()_e$	Elementar
$()_G$	Grenz
$()_L$	Luft
$()_{Linie}$	Bezogen auf eine Frequenzlinie
$()_s$	Abtast (englisch sample)
$()_S$	Struktur
$()_{x,y,z}$	Raumrichtungen

Pegeltypen

Symbol	Berechnung	Bedeutung	Bezugswert
L_v	$20 \log \frac{\tilde{v}}{v_0} \text{ dB}$	Schallschnellepegel	$v_0 = 5 \cdot 10^{-8} \frac{m}{s}$
L_p	$20 \log \frac{\tilde{p}}{p_0} \text{ dB}$	Schalldruckpegel	$p_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}$
L_P	$10 \log \frac{\tilde{P}}{P_0} \text{ dB}$	Schallleistungspegel	$P_0 = 10^{-12} \text{ W}$

Steuerungsgrößen

Symbol	Beschreibung
b	Filterkoeffizienten
n	aktueller Zeitschritt
L	Filterlänge
z^{-1}	Verzögerung um einen Zeitschritt
$d(n)$	angestrebter Filterausgang / Ausgangssignal der Primärstrecke
$e(n)$	gemessenes Fehlersignal
$x(n)$	Filtereingang
$x'(n)$	durch die Sekundärstreckenschätzung gefilterter Filtereingang
$y(n)$	Filterausgang
$y'(n)$	durch die Sekundärstrecke gefilterter Filterausgang

1. Einleitung

Im Kontext des Klimawandels, sowie des hohen Kostendrucks in der Luftfahrtbranche, versuchen Flugzeugbauer den Treibstoffbedarf ihrer Flotten immer weiter zu reduzieren. Neben Verbesserungen in der Aerodynamik lässt sich besonders durch Gewichtsreduktion effizient Treibstoff einsparen. Um diesen Anforderungen gerecht zu werden, werden Flugzeuge zunehmend aus faserverstärktem Kunststoff (z.B. CFK) gefertigt. Weitere Einsparungspotentiale können gehoben werden, wenn statt der klassischen Stringer-Spant Bauweise gitterversteifte Rumpfstrukturen verwendet werden, da diese bei vergleichbarem Materialaufwand zu höheren Steifigkeiten führen (Abbildung 1.1). Für diese Arbeit wird ein in einem Rumpfsegment nachempfundenen Paneel in einer trihexagonalen Kagome Gitterstruktur (Abbildung 1.2), das in Anlehnung an die Arbeiten von Vasiliev et al. [39], Fan et al. [9] und Buragohain et al. [7] gefertigt wurde, verwendet.

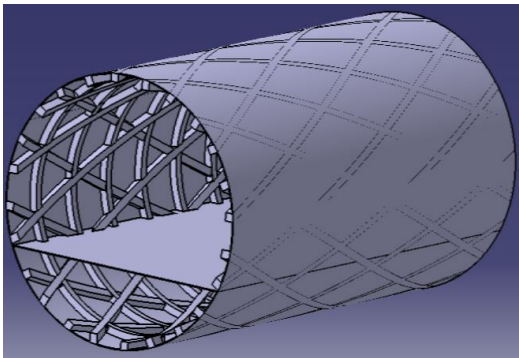


Abbildung 1.1.: Rumpfstruktur in Gridbauweise [13]



Abbildung 1.2.: Trihexagonale Kagome Form [25]

Die unter Gewichts- und Effizienzaspekten angestrebte Steigerung des Verhältnisses von Steifigkeit zu Masse, wie es durch eben solche Gridstrukturen erreicht werden kann, führt in der Akustik jedoch zu zusätzlichen Herausforderungen. Versteifte Strukturen besitzen eine äußerst niedrige Koinzidenzfrequenz (siehe Abschnitt 2.2) und verursachen damit im Bereich niedriger Frequenzen eine hohe Schalltransmission in die Kabine. Besonders kritisch ist dieses Verhalten im Hinblick auf die energetische Zusammensetzung der das Flugzeug umgebenden turbulenten Grenzschicht (TBL) zu bewerten. Windkanalversuche von Hu und Misol [17] haben für verschiedene Strömungsgeschwindigkeiten gezeigt, dass in diesem niedrigen Frequenzbereich die

1. Einleitung

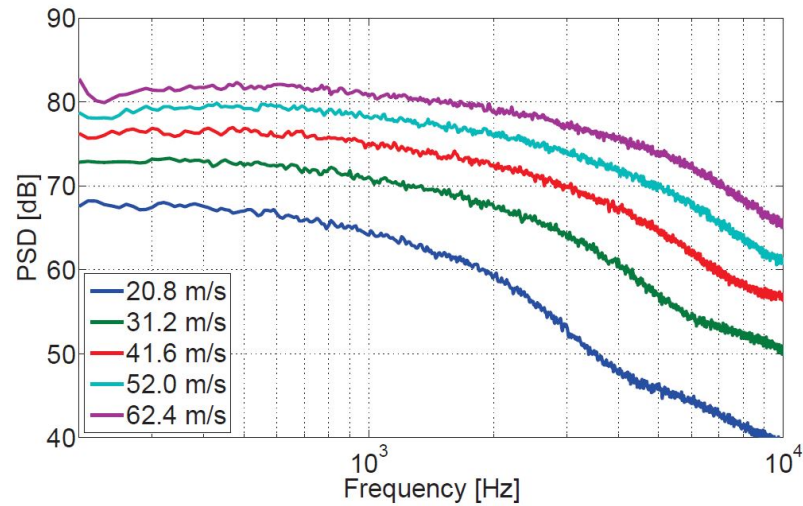


Abbildung 1.3.: Spektrale Leistungsdichte der Druckschwankungen einer im Windkanal angeregten Platte zur Verdeutlichung des hohen Anregungspotentials im tiefen Frequenzbereich für unterschiedliche Windgeschwindigkeiten [17]

TBL besonders hohe Energien enthält und damit eine starke Anregung stattfindet (siehe Abbildung 1.3).

Im Rahmen dieser Masterarbeit am Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) in Braunschweig soll untersucht werden, inwiefern sich dieser Schalleintrag eines einem Flugzeugrumpfsegment ähnlichen Gridpaneels im Frequenzbereich bis 500Hz durch aktive, passive und hybride Schalldämmkonzepte reduzieren lässt. Diese Arbeit soll damit einen Beitrag dazu leisten, dass die Gewichtsersparnis durch moderne Flugzeugstrukturen nicht durch den Bedarf an zusätzlichem Dämmmaterial aufgezehrt wird und eine niedrige Geräuschkulisse in der Kabine erhalten oder gar weiter reduziert werden kann.

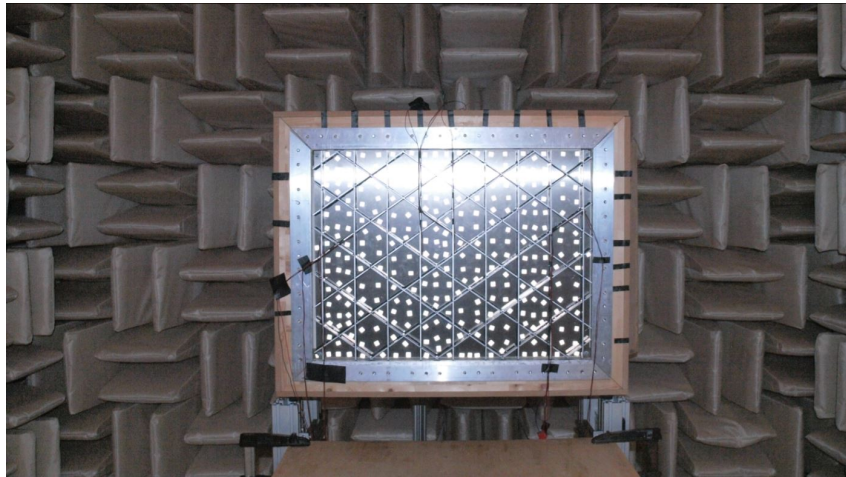


Abbildung 1.4.: Foto des zur Bearbeitung verfügbaren Gridpaneels im Akustischen Transmissionsprüfstand Braunschweig (ATB)

Umfang und Vorgehensweise dieser Arbeit

Zur Durchführung dieser Arbeit steht ein aus Aluminium gefertigtes Gridpaneel zur Verfügung (siehe Abbildung 1.4). Auf die detaillierten physikalischen Eigenschaften von Modell und Versuchsaufbau wird in Kapitel 4 eingegangen. In einer vorangegangenen Abschlussarbeit von Titze [38] wurden für dieses Paneel ein valides numerisches Modell abgeleitet, sowie erste passive Dämmmaßnahmen erprobt. Dabei haben sich Schwierigkeiten bei der Herstellung der Vergleichbarkeit zwischen Simulation und Laborversuch, sowie gravierende Fremdschallprobleme bei der Schallmessung ergeben. Aufbauend auf diesen Erfahrungen wird in dieser Masterarbeit wie folgt vorgegangen:

- Überarbeitung der TBL-Anregung für das Gridpaneel mit verändertem Versuchsaufbau zur Vermeidung der Fremdschallprobleme
- Applikation verschiedener passiver Dämmmaßnahmen und Wiederholung der Schallmessungen
- Recherche, Auswahl und Erprobung eines aktiv-passiv hybriden Dämmmechanismus in einem vereinfachten Versuchsaufbau
- Übertragung des gewählten und erprobten Verfahrens auf das Gridpaneel
- Durchführung rein aktiver Maßnahmen zur Abgrenzung und Validierung des hybriden Dämmmechanismus
- Bewertung der Ergebnisse und Empfehlungen für zukünftige Anwendungen

2. Grundlagen

Die folgende Sektion gibt einen ersten Überblick über die für das Verständnis dieser Arbeit erforderlichen akustischen Grundlagen, verwendete Steuerungs- und Regelungstechnik sowie Strukturmechanik. Für eine ausführliche Lektüre seien dem Leser die Werke *Vibration Control of Active Structures An Introduction* von André Preumont [30], *Technische Akustik* von Michael Möser [23] und *Active Noise Control System - Algorithms and DSP Implementations* von Kuo und Morgan [19] empfohlen. Auf diesen Werken, sowie auf den Unterlagen zur Vorlesung *Vibroakustik* von Prof. Dr. Monner an der Otto von Guericke Universität Magdeburg [22] beruhen die im folgenden erläuterten theoretischen Hintergründe.

2.1. Schallgrößen

Die Größen, sowie die Zusammenhänge von Schallschnelle, Schalldruck, Schallintensität, Schallleistung, sowie deren Pegel in Dezibel werden im Folgenden beschrieben.

Schallschnelle \vec{v} : Diese vektorielle Größe beschreibt klassisch die zeitliche Ableitung der Auslenkung eines Partikels. Als Schallfeldgröße berechnet sich der zugehörige Schnellepegel in Dezibel mit dem Effektivwert der Schallschnelle \tilde{v} und dem Bezugswert $v_0 = 5 \cdot 10^{-8} \frac{m}{s}$:

$$L_v = 10 \log \left(\frac{\tilde{v}}{v_0} \right)^2 \text{ dB} = 20 \log \frac{\tilde{v}}{v_0} \text{ dB} \quad (2.1)$$

Schalldruck p : Dieser Skalar beschreibt die Druckschwankungen in einem kompressiblen Medium, die für alle hier betrachteten Vorgänge um Größenordnungen kleiner sind als der Luftdruck. Analog zum Schnellepegel, errechnet sich der Schalldruckpegel aus dem Effektivwert des Schalldruckes \tilde{p} und dem Bezugswert $p_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}$:

$$L_p = 20 \log \frac{\tilde{p}}{p_0} \text{ dB} \quad (2.2)$$

Schallintensität \vec{I} und **Schalleistung** P : Die Schallintensität beschreibt die durch eine Fläche gestrahlte Schallleistung und berechnet sich nach

$$\vec{I} = p \cdot \vec{v} \quad (2.3)$$

Die Schallleistung ist folglich definiert als

$$P = \int \vec{I} \cdot d\vec{A} \quad (2.4)$$

wobei durch das Skalarprodukt sichergestellt wird, dass die Schallintensität senkrecht auf der durchstrahlten Fläche steht.

Der Schallleistung ist eine Schallenergiegröße und der Schallleistungspegel berechnet sich mit dem Referenzwert $P_0 = 10^{-12}$ W:

$$L_P = 10 \log \frac{P}{P_0} \text{ dB} \quad (2.5)$$

An dieser Stelle sei noch erwähnt, dass für Schallenergiegrößen eine Pegelreduktion von 3 dB, für Schallfeldgrößen eine Reduktion von 6 dB einer Halbierung der im Signal enthaltenen Energie entspricht.

2.2. Schallabstrahlung ebener Platten

Da das vorliegende Gridpaneel im betrachteten Frequenzbereich ausschließlich globale Eigenformen besitzt (siehe Abschnitt 4), verhält es sich ähnlich einer sehr steifen, ebenen Platte. Daher kann das Abstrahlverhalten zu einem großen Teil mit dem Abstrahlverhalten ebener Platten beschrieben werden.

In wieweit eine ebene Platte Schwingungsenergie als Schall ins Fernfeld abstrahlt, hängt maßgeblich von den Abmessungen konphas schwingender Bereiche ab.

Ursächlich für die Schallabstrahlung einer endlichen, ebenen, dünnen Platte sind hauptsächlich Biegeschwingungen. Die Biegeeigenformen rechteckiger, ebener Platten für eine momentenfreie Lagerung lassen sich analytisch berechnen und gehorchen der Vorschrift:

$$\Psi(x, y) = \hat{\Psi} \sin\left(\frac{n\pi x}{l_x}\right) \sin\left(\frac{m\pi y}{l_y}\right) \quad (2.6)$$

Dies ist eine zweidimensionale Wellengleichung mit der Amplitude $\hat{\Psi}$, den Plattenabmessungen l_x, l_y und mit Ψ als Platzhalter für die physikalische Größe von Interesse (z.B. Schnelle). Mit steigender Frequenz schwingt die Platte in immer höheren Moden, wobei die Indizes n und m die Modenordnung je Raumrichtung angeben. Eine Mode wird entsprechend ihrer Ordnung als Mode $n \times m$ bezeichnet (siehe Abbildung 2.1). In Bezug auf ihr Abstrahlverhalten unterscheiden sich die verschiedenen Moden enorm, da die geometrischen Abmessung der konphas schwingenden Plattenabschnitte groß in Relation zur Wellenlänge der betrachteten Welle sein muss, um effizient Schall abstrahlen zu können. Ist dies nicht gegeben, bilden sich lokale Ausgleichsströmungen der Luftteilchen an dem abstrahlenden Körper, die die Bildung einer Druckwelle hemmen und so die tatsächlich abgestrahlte Schallleistung signifikant

2. Grundlagen

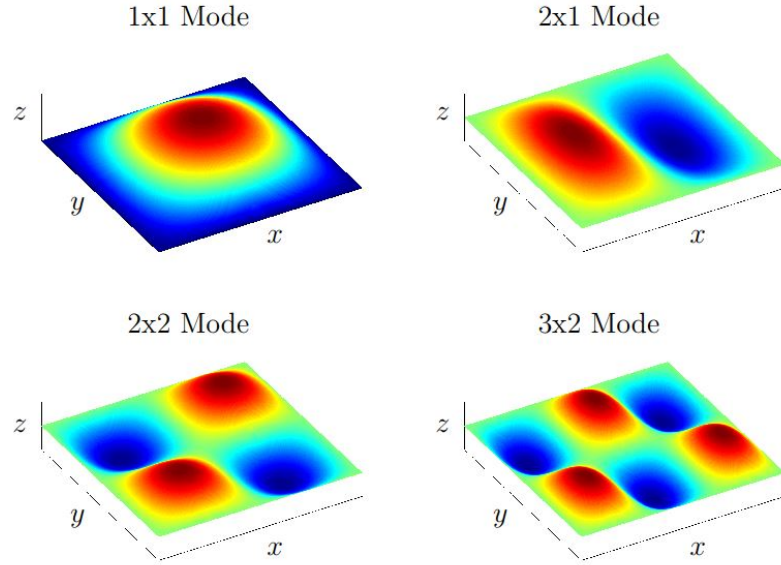


Abbildung 2.1.: Ausbildung von Biegeschwingungsmoden verschiedener Ordnung einer endlichen, rechteckigen, momentenfrei gelagerten Platte [32]

reduzieren. Bereiche mit gegensätzlicher Phase hemmen sich gegenseitig stark, ein Phänomen welches akustischer Kurzschluss genannt wird. Aus diesem Grund strahlen ungerade Plattenmoden auch wesentlich effizienter Schall ab, da dort immer ein Schwingungsbauch nicht ausgeglichen wird.

Da für die Betrachtung der Schallabstrahlung ebener Platten besonders die Biegewellen von Interesse sind, muss noch ein weiteres Phänomen berücksichtigt werden. Die Ausbreitungsgeschwindigkeit von Biegewellen c_B ist im Gegensatz zur Schallgeschwindigkeit der Luft c_L nicht konstant sondern frequenzabhängig. Für eine Plattenstruktur gilt:

$$c_B = \sqrt[4]{\frac{B'}{m'}} \sqrt{2\pi f} \quad (2.7)$$

mit der Struktursteifigkeit B' und dem Massenbelag m' :

$$B' = \frac{E_Y h_S^3}{12(1 - \mu^2)} \quad (2.8)$$

$$m' = \frac{m}{A} = \rho_S h_S \quad (2.9)$$

Hierbei stehen E_Y für das Elastizitätsmodul, h_S für die Plattendicke, m für die Masse, μ für die Querkontraktionszahl und ρ_S für die Dichte des Materials der Struktur.

Aus Gleichung 2.7 ist ersichtlich, dass mit steigendem Verhältnis von Struktursteifigkeit zu Masse, sowie mit steigender Frequenz die Biegewellenausbreitungsgeschwindigkeit zunimmt. Dies ist von großer Bedeutung, da die Relation der Luftschallgeschwindigkeit zur Biegewellenausbreitungsgeschwindigkeit maßgeblich die Schallabstrahlung beeinflusst:

Ist $c_B < c_L$, kann die Struktur nur sehr schlecht Longitudinalwellen in die Umgebung induzieren. Geringe Schallabstrahlung ist die Folge.

Für $c_B = c_L$ spricht man von Koinzidenz bzw. für die Frequenz, bei der diese Koinzidenz auftritt von der Koinzidenzfrequenz. In diesem Fall stimmen die Geschwindigkeiten exakt überein. In diesem Fall, sowie

wenn $c_B > c_L$, kann die schwingende Struktur sehr gut Wellen induzieren und eine hohe Schallabstrahlung ist die Folge.

Der Anteil der Schwingungsenergie, den eine Platte schließlich als Schall ins Fernfeld abstrahlt, wird durch den Abstrahlgrad σ_a festgelegt.

$$\sigma_a = \frac{\bar{P}}{\bar{v}^2 \rho_L c_L A} \quad (2.10)$$

Hierbei bezeichnet \bar{P} die zeitliche Mittlung der tatsächlich von der betrachteten Struktur abgestrahlten Leistung, die auf die Leistung eines konphas schwingenden Kolbenstrahlers mit den selben Abmessungen bezogen wird. Der zeitlich und räumlich gemittelte Effektivwert des Schnellequadrats wird dabei mit \bar{v}^2 , die Luftdichte mit ρ_L , die Schallgeschwindigkeit in Luft mit c_L und die Strukturfläche mit A gekennzeichnet. Abbildung 2.2 zeigt Abstrahlgrade der verschiedenen Moden, mit der Frequenzachse normiert auf die Koinzidenzfrequenz. Ab dieser strahlen alle Moden sehr effizient Schall ab. Unterhalb der Koinzidenzfrequenz ist ersichtlich, dass ungerade Moden effizienter Schall abstrahlen als gerade und dass Moden kleiner Ordnung aufgrund der größeren konphas schwingenden Bereiche effizienter Schall abstrahlen, als Moden höherer Ordnung. Für Leichtbaustrukturen stellt sich nun die Herausforderung, dass auf Grund des hohen Verhältnisses von Steifigkeit zu Masse die Koinzidenzfrequenz sehr niedrig liegt und dadurch speziell die Moden niedriger Ordnung sehr effizient Schallabstrahlen können, besonders wenn z.B. durch eine TBL-Anregung stark im tieffrequenten Bereich angeregt wird.

2.3. Das Rayleigh-Integral

Das Rayleigh-Integral ist eine Berechnungsmethode, mit welcher für plattenartige Strukturen das Schallfernfeld ausschließlich aus Strukturgrößen berechnet werden kann. Durch den Vergleich realer Schallmessungen mit den Ergebnissen des Rayleigh-Integrals kann ein akustischer Versuchsaufbau validiert werden.

Mit Hilfe der Elementarstrahlertheorie kann eine schwingende Platte durch ein Feld aus Kugelstrahlern diskretisiert werden und damit ausgehend von den Oberflächenschnellen auf der Plattenstruktur die Schallgrößen im Fernfeld berechnet

2. Grundlagen

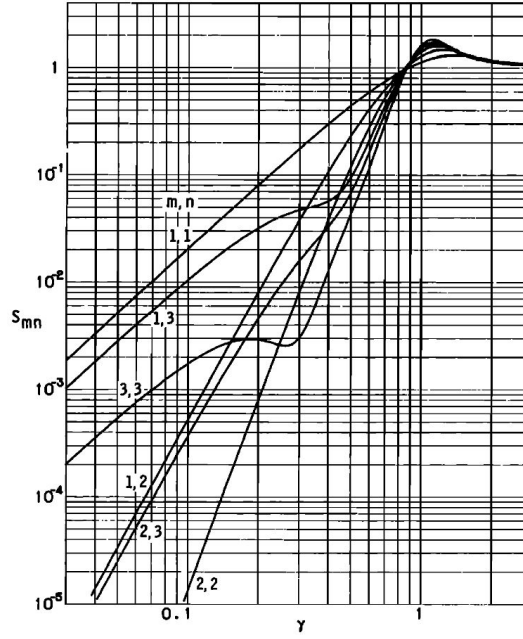


Abbildung 2.2.: Abstrahlgrad der Biegeschwingungsmoden einer rechteckigen Platte: ungerade Modenordnungen strahlen effizienter Schall ab [40]

werden. Hierbei muss darauf geachtet werden, dass die Abmessungen der diskreten Kugelstrahler klein in Relation zur betrachteten Wellenlänge sind. Die Form der Elementarstrahler ist hierbei nicht von Bedeutung, einzig der Volumenfluss q_e , welcher aus der Oberflächenschnelle des Strahlers v_e und dessen Fläche A_e berechnet wird.

$$q_e = v_e \cdot A_e \quad (2.11)$$

Der Druck an einem Punkt im Raum mit dem Abstand r , hervorgerufen durch diesen Elementarstrahler, kann berechnet werden durch:

$$p_e = j\omega\rho_L \frac{q_e}{2\pi r} e^{-jkr} \quad (2.12)$$

ω steht für die Kreisfrequenz, k für die Kreiswellenzahl, die die reziproke Wellenlänge darstellt. Nun müssen alle i Elementarstrahler aufsummiert werden, um den Gesamtdruck an einem Ort zu ermitteln:

$$p = \frac{j\omega\rho_L}{2\pi} \sum_i \frac{q_{ei} e^{-jkr_i}}{r_i} \quad (2.13)$$

Abbildung 2.3 veranschaulicht diese Zusammenhänge.

Rayleigh formulierte diese Zusammenhänge seinerzeit für ein kontinuierliches System, daher der Name Rayleigh - Integral.

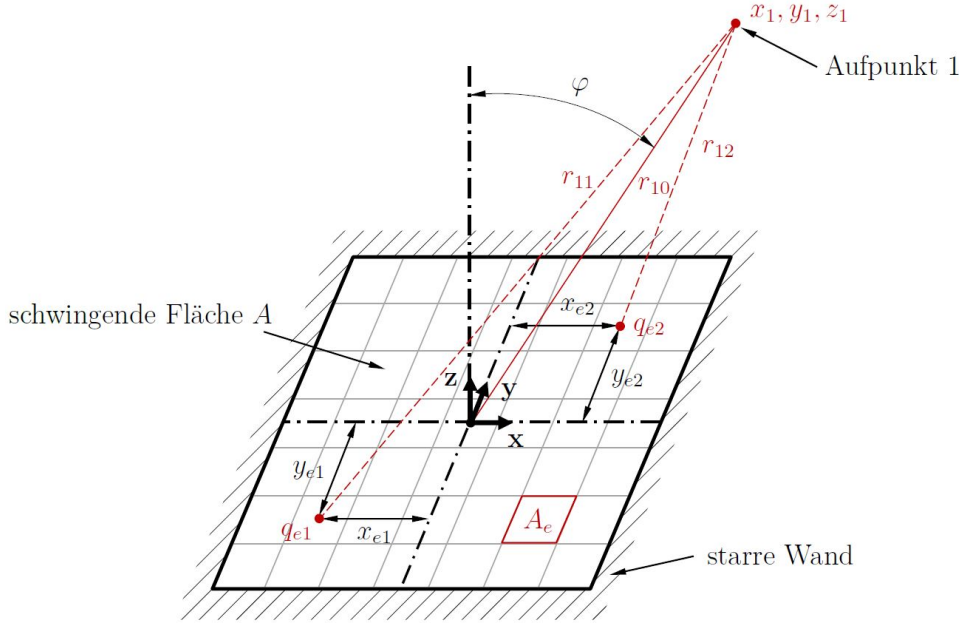


Abbildung 2.3.: Veranschaulichung der Diskretisierung einer Plattenstruktur zur Berechnung des Rayleigh-Integrals [32]

2.4. Synthese einer numerisch validen TBL-Anregung

Für einen detaillierten Einblick, wie sich eine TBL-Anregung im Labor imitieren lässt, sei die Arbeit von Titze [38, S.25-28] empfohlen.

Da es sehr aufwendig ist akustische Versuche im Windkanal durchzuführen, wird stattdessen ein mathematisches Modell (Corcos-Modell [8]) verwendet, welches die Simulation einer äquivalenten Druckverteilung auf der Oberfläche ermöglicht. Ziel für diese Arbeit ist es, die Charakteristik einer TBL-Anregung, wie sie an der Außenhaut eines Flugzeugs im Reiseflug herrscht, zu imitieren. Diese soll einerseits im Labor, andererseits für ein numerisches Modell vergleichbare Ergebnisse liefern. Daher werden in einem ersten Schritt komplexe Knotenlasten für die Finite-Elemente-Methode (FEM)-Simulation abgeleitet und eine harmonische Analyse durchgeführt. Als Ergebnis erhält man ein spezifisches Strukturantwortspektrum. Anschließend gilt es den Laborversuch genau so einzustellen, dass dieser möglichst gut mit der numerischen Simulation übereinstimmt. Da die Schwingungsdynamik einer endlichen, schwach gedämpften mechanischen Struktur von ihren Eigenschwingungen dominiert wird, wird nur eine beschränkte Anzahl von Erregern benötigt um das Schwingungsverhalten nachzustellen. Wie in den Kapiteln 4 und 5 näher ausgeführt wird, wurde von Titze ein Lautsprecherfeld mit nur sechs Quellen verwendet. Für diese Arbeit wurde eine Matrix aus zwölf Inertial-Erregern genutzt.

Anschließend muss für jede der Anregungsquellen der Frequenzgang in der benötigten Bandbreite und Auflösung zwischen Eingangssignal und gemessener Oberflächen-

2. Grundlagen

schnelle für alle Messpunkte ermittelt werden. Als Anregungssignal eignet sich ein über den relevanten Frequenzbereich reichendes breitbandiges Pseudorandom-Signal, welches aus einer Überlagerung einzelner Sinuswellen mit identischer energetischer Gewichtung besteht. Ist nun das Übertragungsverhalten zwischen allen Quellen Messpunkten bekannt, sowie das Strukturantwortspektrum aus der Numerik, kann ein Anregungsspektrum für jede Schallquelle bestimmt werden. Gleichung 2.14 verdeutlicht die Zusammenhänge für eine einzelne Frequenzlinie. H_{mn} bezeichnet hier die Frequenzgänge von Quelle n zu Messpunkt m . Mit Gleichung 2.15 kann nach dem Anregungsspektrum A aufgelöst werden, wobei hier H^{-1} die *Moore-Penrose* Pseudoinverse darstellt. Diese ist notwendig, da H im Allgemeinen nicht quadratisch ist.

$$\overbrace{\begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} & \dots & H_{1n} \\ H_{21} & H_{22} & \dots & H_{2n} \\ H_{31} & H_{32} & \dots & H_{3n} \\ H_{41} & H_{42} & \dots & H_{4n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{m1} & H_{m2} & \dots & H_{mn} \end{bmatrix}}^{\text{n-Quellen} \times \text{m-Messpunkte}} \underbrace{\begin{bmatrix} A_1 \\ A_2 \\ A_3 \\ A_4 \\ \vdots \\ A_n \end{bmatrix}}_A = \underbrace{\begin{bmatrix} N_1 \\ N_2 \\ N_3 \\ N_4 \\ \vdots \\ N_m \end{bmatrix}}_N \quad (2.14)$$

$$A = H^{-1}N \quad (2.15)$$

Dieser Vorgang muss nun für alle relevanten Frequenzlinien durchgeführt werden. Am besten lässt sich dies durch eine Erweiterung von Gleichung 2.14 in die dritte Dimension vorstellen. Als Ergebnis erhält man für jede Quelle ein Anregungsspektrum. Über eine inverse *Fast-Fourier-Transformation* (FFT) kann abschließend für jede Quelle separat ein Zeitsignal berechnet werden. Dieses wird dann in einer Endlosschleife auf die Anregungsquellen aufgeschaltet. Auf diese Weise stellt sich im Experiment dasselbe Antwortspektrum ein wie in der numerischen Simulation. In Kapitel 3.4 wird detailliert auf die bei Titze [38] aufgetretenen Schwierigkeiten und in Kapitel 5 auf die in dieser Arbeit umgesetzten Modifikationen eingegangen.

2.5. Piezoelektrische Materialien

Diese Materialklasse macht sich den piezoelektrischen bzw. den inversen piezoelektrischen Effekt zunutze und wird in der Adaptronik häufig verwendet. Wird ein solches Material als Folge einer Kraft deformiert, lässt sich auf Grund von Ladungsverschiebungen im Material eine zur Dehnung proportionale Spannung abgreifen. Auch invers lässt sich durch Anlegen einer Spannung eine proportionale Dehnung erzwingen.

2.6. Steuerung mittels adaptivem FIR-Filter und FXLMS Algorithmus

Je nachdem welcher der beiden Effekte genutzt wird, lassen sich so Aktoren und Sensoren betreiben. Sämtliche Materialien, die ein Ionengitter besitzen, verfügen auch über piezoelektrische Eigenschaften, da eine Ionenverschiebung im Kristall zu einer Ladungsverschiebung führt. In der praktischen Anwendung ist besonders die Keramik Blei-Zirkonat-Titanat (PZT) für Aktorik und Sensorik, sowie der Kunststoff Polyvinylidenfluorid (PVDF) für Sensorik von Bedeutung, da diese über besonders hohe piezoelektrische Konstanten verfügen. Mathematisch lässt sich dies für den eindimensionalen Fall wie folgt beschreiben [30, S.40-42]:

Die elektrische Flussdichte, oder elektrische Verschiebung, D eines unbelasteten, Materials mit der Dielektrizitätskonstante ϵ in einem elektrischen Feld E ist definiert als:

$$D = \epsilon E \quad (2.16)$$

Das Hook'sche Gesetz verbindet Spannung σ und Dehnung \mathcal{E} in Abwesenheit eines elektrischen Feldes über das Elastizitätsmodul E_Y wie folgt:

$$\mathcal{E} = E_Y^{-1} \sigma \quad (2.17)$$

Im Falle eines piezoelektrischen Materials sind diese mechanischen und elektrischen Eigenschaften gekoppelt:

$$\mathcal{E} = E_Y^{-1} \sigma + aE \quad (2.18)$$

$$D = a\sigma + \epsilon E \quad (2.19)$$

Hierbei kennzeichnet a die piezoelektrische Konstante, die angibt wie stark die Kopplung zwischen elektrischen und mechanischen Eigenschaften ist. Diese Gleichungen lassen sich umschreiben in:

$$\sigma = E_Y \mathcal{E} - aE_Y E \quad (2.20)$$

$$D = aE_Y \mathcal{E} + (\epsilon - a^2 E_Y) E \quad (2.21)$$

Zusammen mit Kapazität C und Fläche A des piezoelektrischen Materials lässt sich die für die praktische Anwendung wichtige elektrische Spannung ableiten:

$$U = \frac{1}{C} \int D dA \quad (2.22)$$

Zusammen mit Gleichung 2.22 stellt Gleichung 2.20 den Ausgangspunkt für einen piezoelektrischen Aktor, und 2.21 für einen Sensor dar.

2.6. Steuerung mittels adaptivem FIR-Filter und FXLMS Algorithmus

Grundlage dieser digitalen Steuerung ist ein adaptives finite-impulse-response (FIR)-Filter, dessen Adaption durch den filtered-x-least-mean-square (FXLMS) Algorithmus

2. Grundlagen

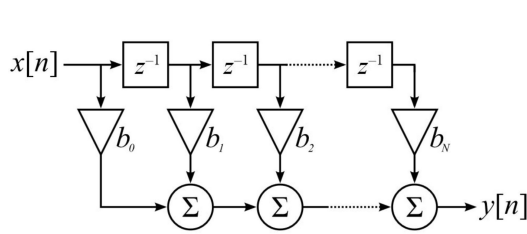


Abbildung 2.4.: Aufbau eines FIR-Filters [12]

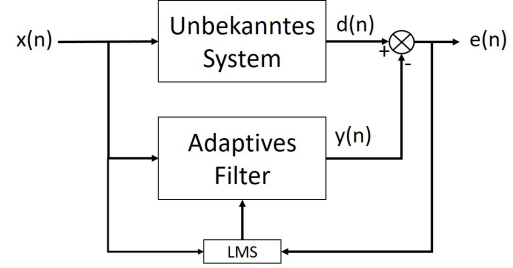


Abbildung 2.5.: Systemidentifikation mittels adaptivem FIR-Filter

vorgenommen wird [19, S.54 ff]. Ein FIR-Filter schaltet ein Eingangssignal $x(n)$ die nächsten L Zeitschritte auf das Ausgangssignal auf. Für jeden Zeitschritt wird das Signal unterschiedlich gewichtet über die so genannten Filterkoeffizienten b . Das Ausgangssignal $y(n)$ besteht dann aus der Summe der unterschiedlich gewichteten letzten L Eingangssignalen. L wird als die Filterlänge bezeichnet. Gleichung 2.23 und Abbildung 2.4 beschreiben diese Zusammenhänge, wobei die Darstellung z^{-1} die Verzögerung um einen Zeitschritt kennzeichnet.

$$y(n) = \sum_{l=0}^{L-1} b_l(n)x(n-l) \quad (2.23)$$

Durch die Adaption seiner Filterkoeffizienten ist ein solches Filter, eine ausreichende Filterlänge vorausgesetzt, in der Lage, das Übertragungsverhalten eines Systems zu modellieren. Meist besteht ein solches System aus einer Struktur, auf der sich eine Störung ausbreitet (z.B. eine Platte) und einem Sensor (z.B. ein Dehnungssensor auf der Platte). Um ein solches System zu modellieren erhält das adaptive Filter dasselbe Störsignal wie das unbekannte System und der Filterausgang $y(n)$ wird mit dem durch das System veränderten Signal $d(n)$ verglichen, siehe Abbildung 2.5. Der Fehler nach Gleichung 2.25 $e(n)$ wird durch einen least-mean-square (LMS) Algorithmus minimiert, indem die Filterkoeffizienten b angepasst werden.

$$e(n) = d(n) - y(n) \quad (2.24)$$

$$e(n) = d(n) - b^T(n)x(n) \quad (2.25)$$

Das imitierte Ausgangssignal kann nun mit umgekehrtem Vorzeichen addiert werden, um sich mit dem Störsignal zu überlagern und so durch destruktive Interferenz eine Auslöschung zu erreichen. Hierbei muss man jedoch bedenken, dass das per Filter generierte Signal durch einen Sekundäraktor in die Struktur eingeleitet werden muss. Von dem Einleitungspunkt bis zum Messpunkt, an welchem die Störung detektiert wird, durchläuft das Korrektursignal jedoch ein weiteres System, die sogenannte Sekundärstrecke, deren Übertragungsverhalten ebenfalls mit eingerechnet werden muss.

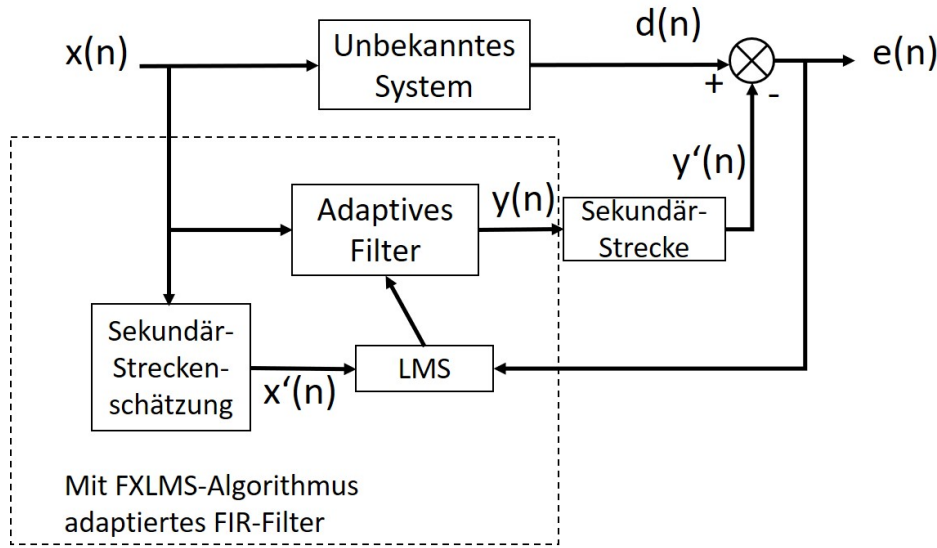


Abbildung 2.6.: Aufbau eines adaptiven Filters mit FXLMS Algorithmus

Diese Sekundärstrecke muss zunächst identifiziert werden. In der Praxis funktioniert dies direkt mit dem zuvor vorgestellten Mechanismus, indem bei abgeschalteter Störung ein breitbandiges Rauschen auf den Sekundäraktor gegeben wird, das ankommende Signal am Fehlersensor gemessen und durch ein adaptives Filter dieses Übertragungsverhalten identifiziert wird. Abbildung 2.6 zeigt den schematischen Aufbau. Der mit $x(n)$ gekennzeichnete Eingang wird nun zunächst mit der durch einen adaptiven Filter geschätzten Sekundärstrecke gefiltert - daher auch der Name filtered-X-LMS. Mit diesem Aufbau lässt sich ein aktives *Single-Input-Single Output* (SISO) System aufbauen. Es wird in diesem Fall ein Störsignal (Input) verarbeitet und dieses mit einem Aktor (Output) kompensiert. Ein solches System lässt sich auf mehrere Ein- und Ausgänge erweitern, welches dann ein sogenanntes *Multiple-Input-Multiple Output* (MIMO) System darstellt. Entsprechend komplex wird jedoch das zugrunde liegende Modell und der damit verbundene Rechenaufwand. Die hierfür wesentlichen Zusammenhänge sind anschaulich in [19, S.155 ff] erläutert. Für das in dieser Arbeit verwendete SIMULINK-Modell sei auf Anhang A.1 verwiesen.

Für ein reales System, bei dem die Störung separat als Referenz gemessen werden muss und nicht das Störungssignal künstlich generiert und entsprechend direkt dem Filter zugeführt werden kann, ist die Implementierung eines solchen Systems komplizierter. Zum einen muss die Auswirkung der Sekundäraktoren auf dieses Referenzsignal kompensiert werden [19, S.79-85]. Zum anderen ist es schwierig ein kausales System aufzubauen. Kausalität bedeutet hier, dass die Zeitdauer, in der die Störung vom Referenzsensor zum Fehlersensor propagiert, länger sein muss, als die Signalverarbeitung zuzüglich Ausbreitungszeit von Sekundäraktor zu Fehlersensor. Kann die Kausalität nicht sichergestellt werden, sinkt die Wirksamkeit der Steuerung signifikant [19, S.58].

2. Grundlagen

Bei der Steuerung von Eigenmoden, welche prinzipiell vorhersagbar sind, kann auch in diesem akausalen Fall eine gewisse Wirksamkeit erhalten bleiben.

Der hier beschriebene Aufbau ohne Referenzsensor mit direkter Verwendung des künstlichen Störungssignals stellt somit keinen für die Realität repräsentativen Fall dar. Er erlaubt jedoch abzuschätzen, inwieweit der strukturelle Aufbau samt Aktor- und Sensorplatzierung und -auswahl generell geeignet ist und stellt eine Art maximal erreichbaren Grenzwert dar. Aus diesem Grund wurde dieser Versuchsaufbau intensiv im Rahmen dieser Arbeit untersucht. Für die praktische Umsetzung ist meist jedoch eine Regelung einfacher und zielführender, siehe folgendes Kapitel 2.7.

2.7. Dehnungs- und Dehnungsratenregelung

Um die praktischen Schwierigkeiten einer Steuerung zu umgehen, ist es meist sinnvoll eine Regelung zu implementieren. Im Gegensatz zur Steuerung kann eine Regelung jedoch instabil werden. In dieser Arbeit wurden zwei simple Regelungsansätze getestet, um einen ersten Einblick zu bekommen, inwieweit sich die Ergebnisse der Steuerung auch in einem realistischen Szenario reproduzieren lassen: zum einen eine Proportionalregelung, bei der die Regelgröße proportional mit negativem Vorzeichen zurückgeführt wird. Zum anderen wurde eine direkte Geschwindigkeitsrückführung erprobt. Die mechanische Wirkungsweise beider Ansätze können gut anhand eines Ein-Massen-Schwingers verdeutlicht werden:

Die Differentialgleichung eines solchen Systems mit zwei Anregungstermen lautet:

$$m\ddot{x} + d\dot{x} + cx = F + Y \quad (2.26)$$

mit \ddot{x} , \dot{x} , x der Beschleunigung, Geschwindigkeit und Auslenkung des Systems, m der Masse, d der Dämpfungskonstanten, c der Federkonstante, F einer externen Kraft als Störanregung und Y dem Eingriff eines Aktors. Je nach Natur der Regelung, verändert sich die Art des Aktoreingriffes: Im Falle einer Proportionalregelung wird das Auslenkungssignal x multipliziert mit einer Konstanten b zurückgeführt:

$$Y = -bx \quad (2.27)$$

Eingesetzt in 2.26:

$$m\ddot{x} + d\dot{x} + cx = F - bx \quad (2.28)$$

$$m\ddot{x} + d\dot{x} + (c + b)x = F \quad (2.29)$$

$$(2.30)$$

Folglich führt eine solche Regelung im mechanischen Sinne zu einer Versteifung der Struktur. Nutzt man nun eine proportionale Rückführung der Geschwindigkeit \dot{x} , ergibt sich entsprechend:

$$Y = -b\dot{x} \quad (2.31)$$

$$m\ddot{x} + d\dot{x} + cx = F - b\dot{x} \quad (2.32)$$

$$m\ddot{x} + (d + b)\dot{x} + cx = F \quad (2.33)$$

$$(2.34)$$

In diesem Fall wirkt der Aktor aktiv dämpfend.

Piezoelektrische Materialien greifen, wie in Kapitel 2.5 gezeigt, durch Einbringen von Spannungen bzw. Dehnungen in die Dynamik einer Struktur ein. Entsprechend sind in diesem Fall nicht Auslenkung, Geschwindigkeit und Beschleunigung, sondern Dehnung, Dehnungsrate und Rate der Dehnungsrate die dynamischen Größen von Belang. Die Interpretation des mechanischen Verhaltens hinsichtlich Dämpfung und Versteifung, sowie der Aufbau der Gleichungen ist identisch mit denen des Einmassenschwingers, wie beispielsweise in den Arbeiten von Fei [10] und Huang et al. [18] gezeigt wird. Im Gegensatz zur zuvor beschriebenen Steuerung (Kapitel 2.6) ist für die praktische Umsetzung dieser Regelung von großer Bedeutung, dass Aktor und Sensor ein duales Wirkprinzip haben und über sehr gute Kollokalität verfügen. Andernfalls können Schwingungsform und Phasenlage zwischen Sensor- und Aktorsignal differieren und so die Wirksamkeit der Regelung wesentlich beeinträchtigt werden. Das in dieser Arbeit verwendete SIMULINK-Modell ist in Anhang A.2 näher erläutert.

3. Stand der Forschung

3.1. Passive Dämmmaßnahmen

Passive Schalldämmmaßnahmen sind auf Grund ihrer leichten Realisierbarkeit weit verbreitet und sollten stets zuerst ausgeschöpft werden, bevor aktive Maßnahmen hinzugezogen werden. Das Wirkprinzip klassischer, poröser Schallabsorber ist dabei das Folgende: Durch Schwingung der Luftmoleküle in den kleinmaschigen Poren absorbierender Schäume oder Matten wird Schallenergie in Wärmeenergie umgewandelt. Für die Erprobung passiver Maßnahmen am vorliegenden Gridpaneel, wurden bereits von Titze [38] zwei Absorbtionsmaterialien, die dem heutigen Stand der Technik entsprechen, ausgewählt: Der Schaum Basotec G+ von *BASF* mit einem Flächengewicht von 0.27 kg m^{-2} und das Vlies TC1803 von *3M* mit einem Flächengewicht von 0.162 kg m^{-2} . Die Effektivität dieser passiven Maßnahmen hängt jedoch stark vom Frequenzspektrum des Störschalls ab. Es gilt als Richtwert, dass die Dicke des Absorbers mindestens ein Viertel der Schallwellenlänge betragen sollte, um signifikante Reduktionen bewirken zu können. Betrachtet man den für diese Arbeit relevanten Frequenzbereich von $f = 100 - 500 \text{ Hz}$, würde eine Absorberdicke von $h_{100} = 0.85 \text{ m}$ benötigt.

Eine mögliche passive Alternative ist sogenanntes *constrained layer damping* (CLD). CLD besteht aus einer viskoelastischen Schicht, die auf die Struktur appliziert, und von einer weiteren Deckschicht, meist Aluminium, begrenzt wird. Grundgedanke dieses Aufbaus ist, dass die durch Biegeschwingungen induzierte Verformung des viskoelastischen Materials (VEM) auf der Deckschichtseite verhindert wird. Dadurch kann die im viskoelastischen Material auftretende Schubverformung gesteigert und der Dissipationsmechanismus zusätzlich angeregt werden. Es wird empfohlen, dass Deckschicht und das VEM im Verhältnis von 2:1 aufgebracht werden und die effektive Steifigkeit von Struktur und Deckschicht in etwa übereinstimmen [37]. Auf Grund des Zusatzgewichtes größerer Dicken ist jedoch immer zwischen zusätzlichem Materialeinsatz und Dämpfungserfolg abzuwägen. Titze [38] hat die einzige dem Autor bekannte kommerziell verfügbare CLD - Konfiguration Damping foil 2552 von *3M* verwendet. Diese besteht aus einer 0,13 mm Schicht aus VEM und einer 0,25 mm Deckschicht aus Aluminium [34]. Diese Konfiguration zeichnet sich durch relativ geringes Gewicht aus, die effektive Steifigkeit der Deckschicht ist in diesem Fall jedoch wesentlich niedriger, als jene des Gridpaneels. Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine CLD-Konfiguration mit einer 0,25 mm Schicht aus VEM (*3M Viscoelastic Damping Polymer 112* [37]) und 0,5 mm Deckschicht selbst gefertigt und erprobt, um ein besseres Steifigkeitsverhältnis zu erreichen. Bewährte Platzierungsmethode ist, die Orte maximaler modaler Dehnungsenergie mit CLD zu belegen [2].

3.2. Aktive Dämmmaßnahmen

Aktive Maßnahmen zeichnen sich dadurch aus, dass mit Aktoren aktiv in die Dynamik des betrachteten Systems eingegriffen wird, um es gezielt zu beeinflussen. Ein solches Vorgehen ist generell wesentlich komplexer, da Sensoren, Aktoren, eine Spannungsquelle, ggf. Verstärker und Filtertechnik, sowie Rechenleistung benötigt wird. Aktive Maßnahmen haben den Vorteil, dass sie besonders im Bereich niedriger Frequenzen, wo die Eigenformen schwingender Strukturen noch simplere Schwingungsbilder zeigen (siehe 2.2), besonders gut zu implementieren sind. In der Adaptronik wird je nach Art des Aktoreingriffes zwischen verschiedenen Kategorien unterschieden:

Active Noise Control (ANC) platziert sekundäre Schallquellen und beruhigt eine lokale Zone (Standort der Fehlermikrophone) bestmöglich. Dabei wird die Dynamik des schallemittierenden Körpers kaum bis minimal beeinflusst. Das wohl prominenteste Beispiel für diese Anwendung ist das *noise canceling* moderner Kopfhörersysteme.

Active Vibration Control (AVC) greift direkt in die Dynamik des schallemittierenden Körpers ein und senkt die Schwingungsamplituden bestmöglich. Hierfür werden an geeigneter Stelle Aktoren und Sensoren auf die Struktur appliziert. Vorteil dieser Maßnahme ist, dass durch die prinzipielle Absenkung des Schwingungsniveaus die mechanische Belastung der Struktur reduziert und so ggf. auch die Lebensdauer des Körpers verlängert werden kann.

Active Structural Acoustic Control (ASAC) bezeichnet den Ansatz, per applizierter Aktoren in die Schwingungsdynamik des schallemittierenden Körpers einzugreifen, jedoch die Signale im Schallfeld positionierter Fehlersensoren (z.B. Mikrophone) zu minimieren. Diese Vorgehensweise kann meist größere Reduktionen im Schallfeld erzeugen als AVC, birgt jedoch den gravierenden Nachteil, dass die aktiven Eingriffe auf der Struktur nicht unbedingt schwingungsberuhigend sind. Da die Gesamtabstrahlung gemessen wird, kann es hierbei zielführend sein gezielte Schwingungen zu induzieren, um die Schallabstrahlung zu behindern (siehe Abschnitt 2.2). Somit kann nicht ausgeschlossen werden, dass die mechanische Belastung auf den schwingenden Körper zunimmt und sich ASAC nachteilig auf dessen Lebensdauer auswirkt.

Aus diesem Grund wird für diese Arbeit prinzipiell ein AVC System angestrebt. Es wird jedoch bei der Positionierung von Sensoren und Aktoren die Abstrahleffizienz der verschiedenen Plattenmoden berücksichtigt.

3.3. Hybride Dämmmaßnahmen

Ein Schwerpunkt dieser Arbeit ist die Untersuchung von hybriden Dämmmaßnahmen, bei welchen passive und aktive Techniken kombiniert werden. Ein großer Vorteil solcher Systeme gegenüber rein aktiven Systemen ist, dass eine Restfunktionsfähigkeit im Versagensfall erhalten bleibt. Da aktive und passive Maßnahmen in unterschiedlichen Frequenzbereichen besonders effektiv arbeiten, besteht zudem die Hoffnung, durch die Kombination beider Ansätze eine Effizienzsteigerung erreichen zu können. Zwei untersuchte und dokumentierte Ansätze, ein hybrides System zu konzipieren,

3. Stand der Forschung

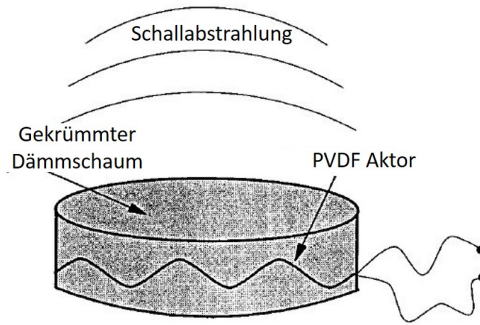


Abbildung 3.1.: *Smart foam design: PVDF Lage in passiven Dämmschaum eingearbeitet in abwechselnd gekrümmter Wellenform [11]*

sind die Folgenden:

Gentry et al. [11], Guigou und Fuller [11, 15] haben eine aktive Zelle in ein passives Dämmelement, eine Matte aus Polyurethanschaum, integriert und nannten dies *smart foam*. Diese besteht aus einer Lage PVDF, die wellenförmig in den Schaum eingearbeitet wurde, wie in Abbildung 3.1 verdeutlicht. Auf Grund des gekrümmten Aufbaus lässt sich durch Zug/Druck eine Bewegung senkrecht zur PVDF-Mittelebene erzeugen, die zu Schallabstrahlung führt. Dieses System stellt somit eine Kombination aus passiver Schalldämmung und einem ANC-System dar. In einer einführenden Arbeit wurde ein Patch aus *smart foam* auf einen Kolbenstrahler appliziert und durch ein per FXLMS Algorithmus adaptiertes FIR-Filter (siehe Abschnitt 2.6) auf ein 1,5 m entfernt positioniertes Mikrofon gesteuert [11]. Es zeigte sich, dass *smart foam* Schalldruckpegel bis 50 dB erzeugen kann, sofern die einzelnen PVDF Bogensegmente einzeln angesteuert werden. Um eine maximale Auslenkung der PVDF-Membran zu erzeugen, müssen alle Segmente mit der selben Krümmungsrichtung parallel, und die beiden Krümmungsrichtungen mit gegensätzlichem Vorzeichen angesteuert werden. Entsprechend müssen die Bogensegmente einzeln kontaktiert werden, um diese entgegengesetzte Bewegung verschiedener Abschnitte zu gewährleisten. In dieser Konfiguration konnten ab 350 Hz breitbandige Reduktionen von 15 dB rein passiv, und weitere 5-15 dB ab 200 Hz durch Kombination passiver und aktiver Effekte erzielt werden. In weiteren Arbeiten wurde zunächst eine Platte [16], und später das Innere eines Flugzeuges mit einer Matrix aus *smart foam* Segmenten, dann *smart skin* genannt, versehen [15]. Wurde das Störungssignal direkt als Referenz dem adaptiven Filter zugeführt, konnten Schalldruckpegelreduktionen von bis zu 15 dB im Kopfbereich der Piloten erzielt werden. Wurde jedoch der realistischere Fall eines Beschleunigungsaufnehmers auf der Außenhaut als Referenzsignalgeber untersucht, konnten nur marginale Reduktionen <1 dB (akausaler Fall) erzielt werden.

Weit größere Resonanz in der angewandten Forschung hat der Ansatz gefunden, CLD um eine aktive Komponente zu erweitern, so genanntes *active constrained layer damping* (ACL_D). Erstmals erwähnt wird dieses Prinzip von Plump und Hubbard [28], ausführlich erprobt aber erstmals in den Arbeiten von Baz, Ro und Park

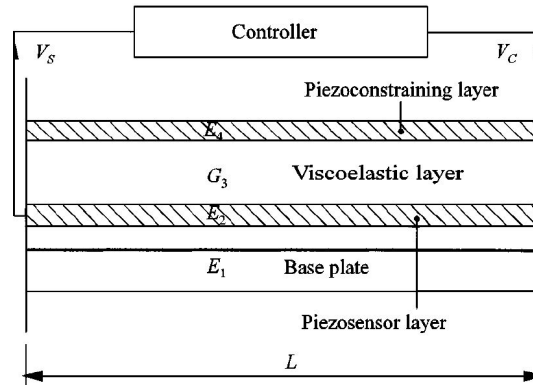


Abbildung 3.2.: Prinzipieller Aufbau von ACLD mit einer viskoelastischen Schicht zwischen zwei piezoelektrischen Lagen [24]

[4, 5, 27, 31]. Grundgedanke ist, die Deckschicht von CLD durch ein piezoelektrisches Material zu ersetzen, welches als Aktor aktiv zusätzliche Schubdeformation in das viskoelastische Material einleiten kann. Zusätzlich wird zwischen Struktur und viskoelastischer Schicht eine weitere Lage piezoelektrisches Material eingebracht, welche als Sensor die Dehnungen der Struktur misst und dessen Signal als Ausgangspunkt für den Aktoreingriff dient. Abbildung 3.2 verdeutlicht den Aufbau. Baz und Ro [31] empfehlen, wie auch beim CLD die Platzierung des ACLD nach der örtlichen Verteilung der modalen Dehnungsenergien vorzunehmen.

Inzwischen gibt es eine enorme Anzahl an wissenschaftlichen Arbeiten zu verschiedensten ACLD-Konfigurationen. Gute Übersichten geben die Werke von Stanway et al. [33] und Trindade und Benjeddou [24]. An dieser Stelle sollen Eigenschaften der verschiedenen Varianten hinsichtlich einer Anwendung für das Gridpaneel diskutiert und die Auswahl für ein Konzept begründet werden. Abbildung 3.3 gibt eine gute Übersicht über die in der Literatur dokumentierten Konfigurationen und deren Autoren.

Unter Berücksichtigung aller das Gridpaneel betreffenden Randbedingungen, wurden für die Erprobung in Vorversuchen die ACLD-Konfiguration (c), sowie abgewandelte Versionen von (g) und (q), die einen kolokalen Sensors auf der gegenüberliegenden Seite verwenden, ausgewählt. In der Entscheidungsfindung galt es zu berücksichtigen:

- **Kolokalität:** Es ist von großer Bedeutung ein möglichst kolokales System zu verwenden, da sonst die in Abschnitt 2.7 vorgestellten Regelungskonzepte nicht anwendbar sind. Damit scheiden alle Varianten aus, die ihr Sensorsignal auf andere Art und Weise, als ein kolokal angeordnetes Dehnungs(raten)signal erhalten.
- **Umsetzbarkeit:** *smart foam* verspricht nur maximale Schalldruckpegel von um die 50 dB [11] lässt sich daher nicht effektiv zur Minderung der Lärmbelastung

3. Stand der Forschung

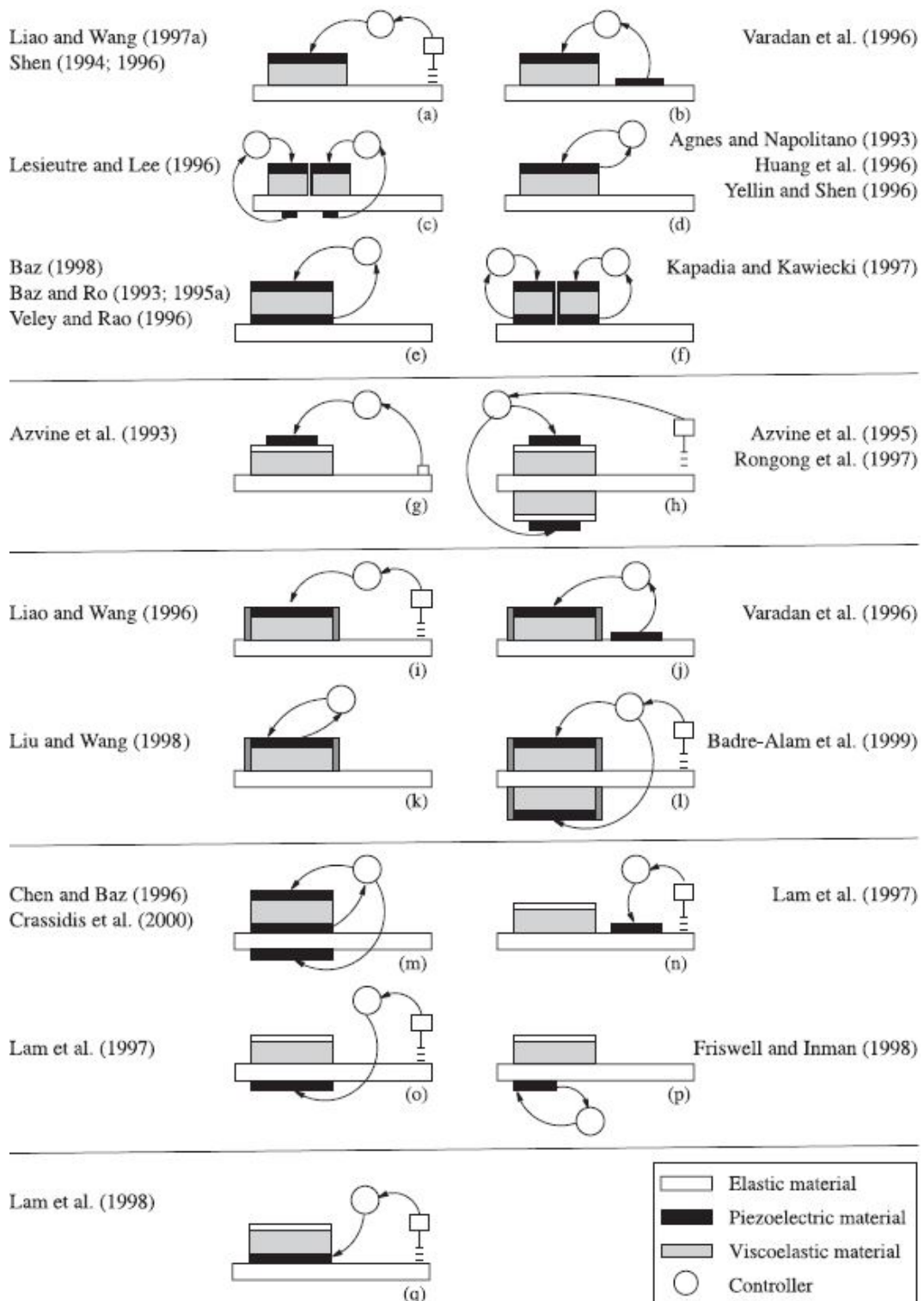


Abbildung 3.3.: Bandbreite dokumentierter ACLD-Konfigurationen. Die Varianten (c), sowie (g) und (q) mit kolokalem piezoelektrischem Sensor wurden experimentell umgesetzt [24]

im Inneren eines Flugzeugs im Reiseflug einsetzen. Die Gruppe der von Liang und Wang [21] begründeten ACLD Varianten mit modifizierten Randaktuationsbereichen (i)-(l) zur besseren Einkopplung sind kompliziert zu fertigen und würden den Rahmen einer einführenden Prinzipuntersuchung von ACLD sprengen.

- Experimentelle Erprobtheit: Die Varianten (b) und (p), bei welchen ein und dieselbe Piezoschicht gleichzeitig als Sensor und Aktor fungiert, wie von Yellin und Shen [41] als erstes erprobt, entpuppte sich im Experiment als sehr schwierig umzusetzen. Yellin und Shen nutzen eine Brückenschaltung in Kombination mit einem Hochpassfilter zur Differenziation. Die dabei eingesetzten Referenzkondensatoren und Widerstände mussten sehr exakt eingestellt werden, um ausreichende Empfindlichkeit zu gewähren, ohne durch Nichtlinearitäten verursachte höher harmonische Schwingungen ins gemessene Spektrum zu induzieren oder die Differenziationsbandbreite stark zu verringern. Auf Grund dieser Problematik werden alle Konfigurationen mit gleichzeitig messender und aktuierender Piezoschicht für diese Arbeit ebenfalls verworfen.
- ggf. einseitige Zugänglichkeit: Wird ACLD auf die Hautfelder des Gridpanels appliziert, ist nur ein einseitiger Zugang, vom gedachten Innenraum des Flugzeugs, möglich. Sonst müssten Sensoren oder Aktoren auf die Außenhaut des Flugzeugs appliziert werden, was auf Grund von aerodynamischen Effekten und der rauen Bedingungen nicht möglich ist. Wird ACLD auf die Versteifungen appliziert, können aus dem Innenraum beide Seiten erreicht werden, da sich die Streben senkrecht zur Außenhaut, auf der Innenseite der Flugzeugaußenhaut befinden.

Baz und Ro haben das Potential der Konfiguration (c) in zahlreichen Anwendungen demonstriert: Zunächst haben sie einen Balken [4], und später eine Platte [5], in einen schwingenden Schlitten fest eingespannt und gezeigt, dass sich die Schwingungsamplituden an der Balkenspitze, bzw. dem losen Ende der Platte, signifikant reduzieren lassen. Dafür wurden Proportional- und Differentialregelungen verwendet, wie in Abschnitt 2.7 erläutert. In einer weiteren Arbeit gemeinsam von Baz, Poh und Balachandran konnten die Autoren zeigen, dass diese ACLD Konfiguration in Kombination mit einer Steuerung durch ein per FXLMS-Algorithmus adaptiertes FIR-Filter (siehe Sektion 2.6) auch für akustische Anwendungen wirksam ist [29]. In dieser wurde eine quaderförmige Kavität auf einer Seite mit ACLD belegt und im Inneren der Schalldruckpegel mit einem Mikrophon gemessen. Die Störanregung fand durch einen Lautsprecher außerhalb der Kavität statt. Im Bereich der adressierten Resonanz konnte eine Reduktion > 6 dB erzielt werden. Zudem lies sich dies mit geringeren Spannungen erreichen, als ein rein aktives System für denselben Erfolg benötigte.

3. Stand der Forschung

Lam et al. [20] haben verschiedene ACLD Konfigurationen für einen Balken mit fester Einspannung, der einmalig ausgelenkt wird, modelliert. Als Zielgrößen wurden Abklingzeit und zur Regelung benötigte Spannungen verglichen. Als Regelgröße wurde die Auslenkung der freien Balkenspitze verwendet. Die Autoren kamen zu dem Schluss, dass es eine sehr gute Lösung ist, ein rein aktives Element auf die eine, und ein passives CLD Element kolokal auf die gegenüberliegende Seite zu applizieren. Sollte es nicht möglich sein beide Seiten zu nutzen, ist es nach Lam et al. die nächstbeste Lösung das aktive Element unter die CLD Schicht zu legen, wie die Konfiguration (q) in Abbildung 3.3 zeigt. Da für die Anwendung am Gridpaneel ein kolokales Aktor-Sensor-Paar benötigt wird, bietet sich diese Variante (q) in Kombination mit einem Sensor auf der gegenüberliegenden Seite an und wird erprobt.

Azvine et al. [3] haben zudem eine Konfiguration vorgeschlagen, bei der ein aktives Element auf ein bestehendes passives CLD appliziert wird. Auch hier wurde die Dämpfung der Auslenkung an der Spitze eines eingespannten Balkens betrachtet. Diese Konfiguration hat speziell den Vorteil, dass die geometrischen Formen von Viskoschicht und aktivem Element nicht identisch sein müssen. So können in Falle des Grindpaneels bei einer Applikation auf die Hautfelder diese sehr präzise mit passgenau ausgeschnittenem CLD bedeckt werden und trotzdem ein Aktor in rechteckiger Standardform verwendet werden. Auf Grund dieser Vorteile wird diese Konfiguration (g) ebenfalls erprobt.

Für diese Arbeit werden die ausgewählten Konfigurationen zunächst in Vorversuchen auf einer einfachen Platte auf ihre Wirksamkeit hin untersucht (siehe Abschnitt 7).

3.4. Forschungsstand zu gitterversteiften Paneelen am DLR

In einer Abschlussarbeit hat Titze [38] ein numerisches Modell zu einem Gridpaneel aufgebaut und mit Hilfe eines Arrays aus sechs Lautsprechern eine TBL-Anregung synthetisiert, siehe Abbildung 3.4. Hierbei wurde wie in Abschnitt 2.4 ausgeführt vorgegangen. Titze ist zu dem Ergebnis gekommen, dass sich mit einer elastischen Lagerung auf Schwingmetallpuffern an den vier Eckpunkten am besten unabhängige Eigenmoden identifizieren lassen und bereits ab einer Frequenz von 108 Hz ein Isolationsgrad von >90% vorliegt. Daher kann ab dort von einer entkoppelten Struktur ausgegangen werden. Zudem ließen sich mit diesem Aufbau sehr gute Übereinstimmung zwischen numerischer Simulation und Experiment erzielen. Abbildung 3.5 zeigt das elastisch gelagerte Gridpaneel in Vorderansicht.

Titze hat mittels Rayleigh-Integral die Schallabstrahlung auf Basis der Strukturschnellen für Experiment und Simulation berechnet und die Ergebnisse verglichen. Für den Vergleich wurden zwei Kriterien genutzt. Einerseits wurden die Schallleistungspegel verglichen und eine maximal tolerable Abweichung von 1,5 dB als Grenzwert festgelegt. Andererseits wurde das so genannte Modal Assurance Criterion (MAC-Kriterium) [1], wie es durch Gleichung 3.1 beschrieben wird, herangezogen.

$$MAC = \frac{|\{\Psi_{EMA}\}^H \{\Psi_{FEM}\}|^2}{\{\Psi_{EMA}\}^H \{\Psi_{EMA}\} \{\Psi_{FEM}\}^H \{\Psi_{FEM}\}} \quad (3.1)$$

3.4. Forschungsstand zu gitterversteiften Paneelen am DLR



Abbildung 3.4.: In den Versuchsaufbau integriertes Lautsprecherarray und Rückseite des Gridpaneels [38]

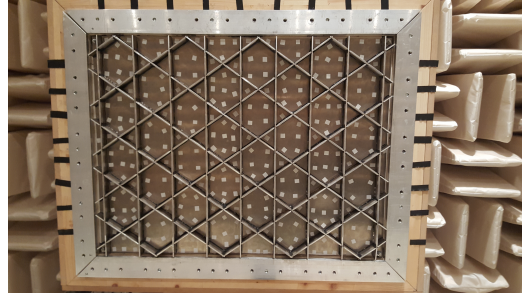


Abbildung 3.5.: Vorderansicht des Gridpaneels im Versuchsaufbau

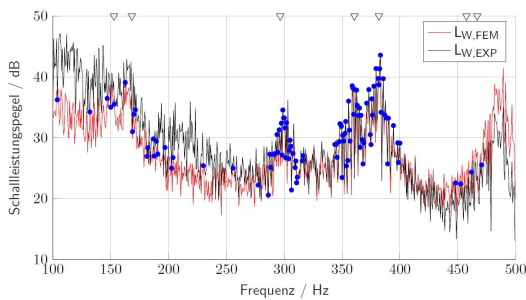


Abbildung 3.6.: Vergleich der Schallleistungspegel von Simulation und Experiment. Blaue Punkte kennzeichnen Linien mit $MAC > 0.8$ und Abweichung < 1.5 dB [38]

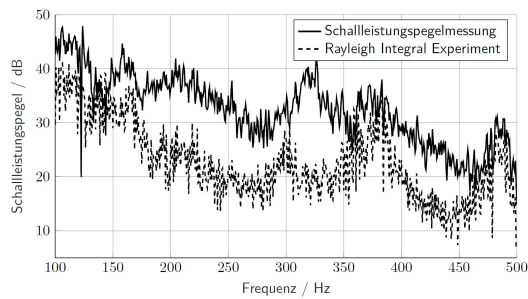


Abbildung 3.7.: Vergleich der Schallleistungspegel mittels Rayleigh-Integral und Schallintensitätsmessung [38]

Ψ_{EMA} steht für die experimentell identifizierte Eigenform, Ψ_{FEM} für das numerische Äquivalent. Der Index H steht für die hermitesch Transponierte. Das MAC-Kriterium vergleicht die lineare Abhängigkeit zwischen Eigenvektoren. Dadurch kann es dafür eingesetzt werden, die Eigenformen zwischen Experiment und Versuch zu vergleichen. Ein Wert von Eins steht für die vollständige Übereinstimmung, ein Wert von Null für lineare Unabhängigkeit. Titze hat einen Grenzwert von 0,8 für die Übereinstimmung der Eigenformen nach dem MAC-Kriterium festgelegt. Abbildung 3.6 zeigt den Vergleich der Schallleistungspegel von Simulation und Experiment. Die blauen Punkte kennzeichnen jene Frequenzlinien, bei welchen beide Kriterien erfüllt wurden. Es zeigt sich, dass nur 132 von 640 Frequenzlinien den Kriterien genügen können und die TBL-Synthese nur mit ungenügender Genauigkeit gelingt. In einer weiteren Untersuchung hat Titze die Rayleigh-Integral Ergebnisse mit Schallintensitätsmessungen verglichen, siehe Abbildung 3.7. Die immensen Unterschiede von bis zu 20 dB deuten auf große Fremdschallprobleme im Versuchsaufbau hin. Dies bedeutet, dass

3. Stand der Forschung

die Schallintensitätssonde direkten Schall des Lautsprecherarrays misst und nicht nur die Schallabstrahlung des davon angeregten Gridpaneels. Auch die Anbringung zusätzlicher Dichtungen zur Abdichtung des Spalts zwischen Gehäuse und Gridpaneel, sowie eine zusätzliche seitliche und rückwärtige Dämmung des Arrays, konnten dort keine Abhilfe schaffen. Auf Grund dieser Fremdschallproblematik konnten von Titze keine belastbaren Ergebnisse zur Dämmung mit Schäumen oder Vlies gewonnen werden. Jedoch konnte Titze verschiedene CLD-Konfigurationen mit Hilfe des Rayleigh-Integrals auswerten, da dort die Oberfläche nicht bedeckt wird und entsprechend Schnellmessungen durchgeführt werden konnten. Er ist hierbei wie von Assaf und Guerich [2] vorgeschlagen nach dem Kriterium der modalen Dehnungsenergie vorgegangen und hat verschiedene Bereiche des Gridpaneels mit CLD belegt. Abbildung 3.8 zeigt die untersuchten Konfigurationen, sowie den zugehörige Massenzuwachs. Hierbei wurden zunächst die Gebiete mit der höchsten modalen Dehnungsenergie beklebt und für die nächste Konfiguration die Region mit der nächst geringeren modalen Dehnungsenergie hinzugenommen. Bei den Konfigurationen CLD 1 und CLD 2 wurden ausschließlich die obersten 10 Millimeter der Rippen, sowie die Fläche auf den Rippen parallel zu den Hautfeldern beklebt. CLD 1 und CLD 2 unterscheiden sich insofern, dass bei CLD 1 die Rippen nur einseitig, bei CLD 2 die Rippen beidseitig beklebt sind. Abbildung 3.9 zeigt die erzielten Schalleistungspegelreduktionen für die zu Terzbändern zusammengefassten Frequenzbereiche der Konfigurationen CLD 1 (blau) bis CLD 5-4 (gelb).

Es hat sich gezeigt, dass im oberen Abschnitt der Rippen Potential für gewichtseffizientes Dämmen für den Frequenzbereich 350-500 Hz besteht. So konnte Titze mit den Konfiguration CLD 1 und CLD 2 5-15 dB Schallpegelreduktion pro Kilogramm Zusatzgewicht in diesem Frequenzbereich erzielen.

3.4. Forschungsstand zu gitterversteiften Paneelen am DLR

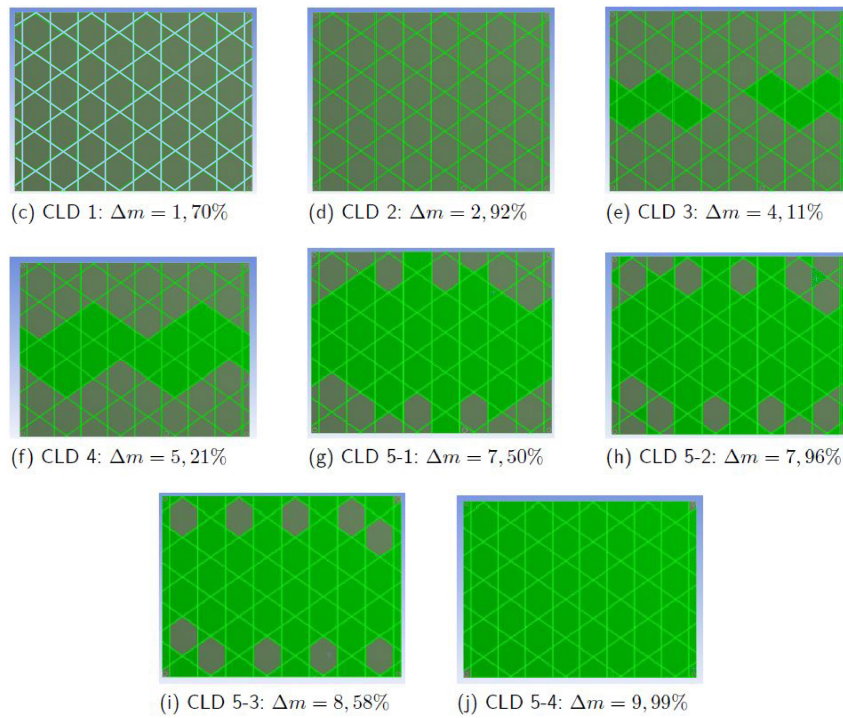


Abbildung 3.8.: Von Titze nach dem Kriterium der modalen Dehnungsenergien ausgewählte CLD Konfigurationen. Helle Linien symbolisieren eine einseitige CLD Belegung der Rippen (CLD 1) und grüne Linien eine beidseitige Belegung (CLD 2 bis CLD 5-4) - modifiziert nach [38]

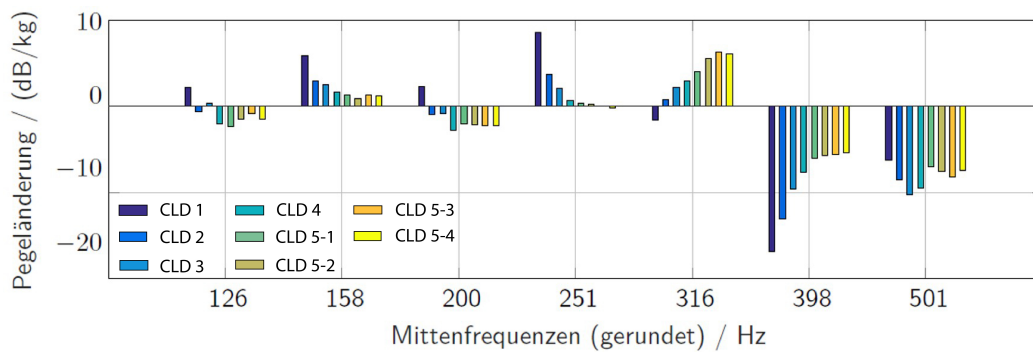


Abbildung 3.9.: Erzielte Schalleistungspegelreduktionen pro Massenzunahme zusammengefasst in Terzbändern nach DIN 61260-1 für die in Abbildung 3.8 gezeigten CLD Konfigurationen - modifiziert nach [38]

4. Versuchsaufbau und Eigenschaften des Gridpaneels

Für diese Arbeit steht dasselbe Gridpaneel zu Verfügung, welches bereits Titze [38, S.11] verwendet hat. Die Versuche werden im reflexionsarmen Raum des Akustischen Transmissionsprüfstandes Braunschweig (ATB) des DLR durchgeführt. Das Paneel (Abbildung 3.5) besteht aus einer 1,5 mm dicken Aluminiumplatte mit den Maßen 600mm \times 800 mm. Die Platte wurde mit vertikalen und helikalen Aluminiumstreben mit einer Dicke von 3 mm und einer Höhe von 30 mm verstärkt. Die Streben beschreiben einen Winkel von ± 35 Grad. Die helikalen Streben sind geschlitzt um die Rippen ineinanderstecken zu können. Alle Kontaktstellen wurden mit dem in der Luftfahrt zugelassenen Klebstoff Adekit A 170 BK verklebt. Unter Berücksichtigung aller Komponenten zeigt das Gridpaneel ein Gewicht von 5,125 kg. Das Gridpaneel wird in einer Box aus Holz an den vier Eckpunkten auf Schwingmetallpuffern vom Typ A (Artikel-Nr. 3911 206) der Firma *Continental* elastisch gelagert. Die Box enthält eine Matrix aus sechs Lautsprechern zur akustischen Anregung, welche jedoch auf Grund der von Titze gezeigten Fremdschallproblematik (siehe Abschnitt 3.4) nicht verwendet wird. Abbildung 4.1 zeigt diesen Versuchsaufbau.

Die Box mit den Maße 605 mm \times 805 mm \times 400 mm (Breite \times Höhe \times Tiefe) wurde zur Dämpfung der Reflexionen mit Schaum ausgefüllt. Zusätzlich wurde der Spalt zwischen Paneel und Box mit P-Dichtungen berührungsfrei abgedichtet. Die Eigenfrequenzen des Gridpaneels in diesem Versuchsaufbau, sowie jene eines von Titze [38] abgeleiteten numerischen Modells sind in Tabelle 4.1 dargestellt. Die Modennummern 4-8 zeigen eine sehr gute Übereinstimmung. Für die Moden 9 und 10 ergibt sich eine Abweichung von ca. 5%. Die Eigenmoden 1-3 werden nicht weiter betrachtet, da dort die Lagerungsart auf Grund der mangelnden Entkoppelung ($>90\%$ erst ab 108 Hz) die Ergebnisse stark beeinflusst. Abbildung 4.2 zeigt die für diesen Versuchsaufbau experimentell identifizierten Eigenfrequenzen und Eigenformen bis 500 Hz.

Betrachtet man das dazugehörige Schallleistungsspektrum in Abbildung 4.3, lassen sich allen Moden deutlich erkennbaren Überhöhungen zuordnen. Einzig die Moden neun und zehn, die sehr eng beieinander liegen, lassen sich nicht eindeutig trennen. Es ist auch ersichtlich, dass Mode 8 für die größten Schallleistungspegel verantwortlich ist.

Wie in den Abschnitten 3.1 und 3.3 ausgeführt, ist für CLD und ACLD-Anwendungen Kenntnis über die örtliche Verteilung der modalen Dehnungsenergien von großer Bedeutung. Titze hat diese aus einer Modalanalyse des numerischen Modells gewonnen [38]. Hierfür wurden die Dehnungsenergien pro Mode, sowie die Volumina aller Elemente ermittelt. Indem diese Energie auf das Volumen bezogen und eine Nor-

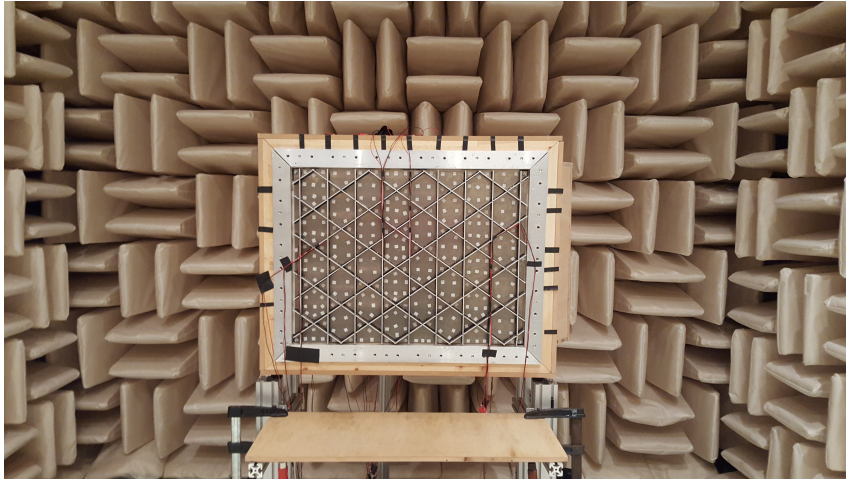


Abbildung 4.1.: Das elastisch gelagerte Gridpaneel im ATB des DLR. Hier bereits mit applizierten Piezokeramiken für aktive Dämmmaßnahmen

Tabelle 4.1.: Gegenüberstellung der experimentell und numerisch identifizierten Eigenfrequenzen [38]

Modennummer	Eigenfrequenz		
	Experimentell [Hz]	FEM [Hz]	Abweichung
1	37,15	32,46	-14,45 %
2	61,02	56,70	-7,62 %
3	71,26	60,35	-18,08 %
4	152,74	150,78	-1,30 %
5	168,19	164,70	-2,12 %
6	296,51	300,51	+1,33 %
7	360,67	360,26	-0,11 %
8	381,86	381,88	-0,01 %
9	457,52	482,05	+5,09 %
10	466,84	486,88	+4,12 %

4. Versuchsaufbau und Eigenschaften des Gridpaneels

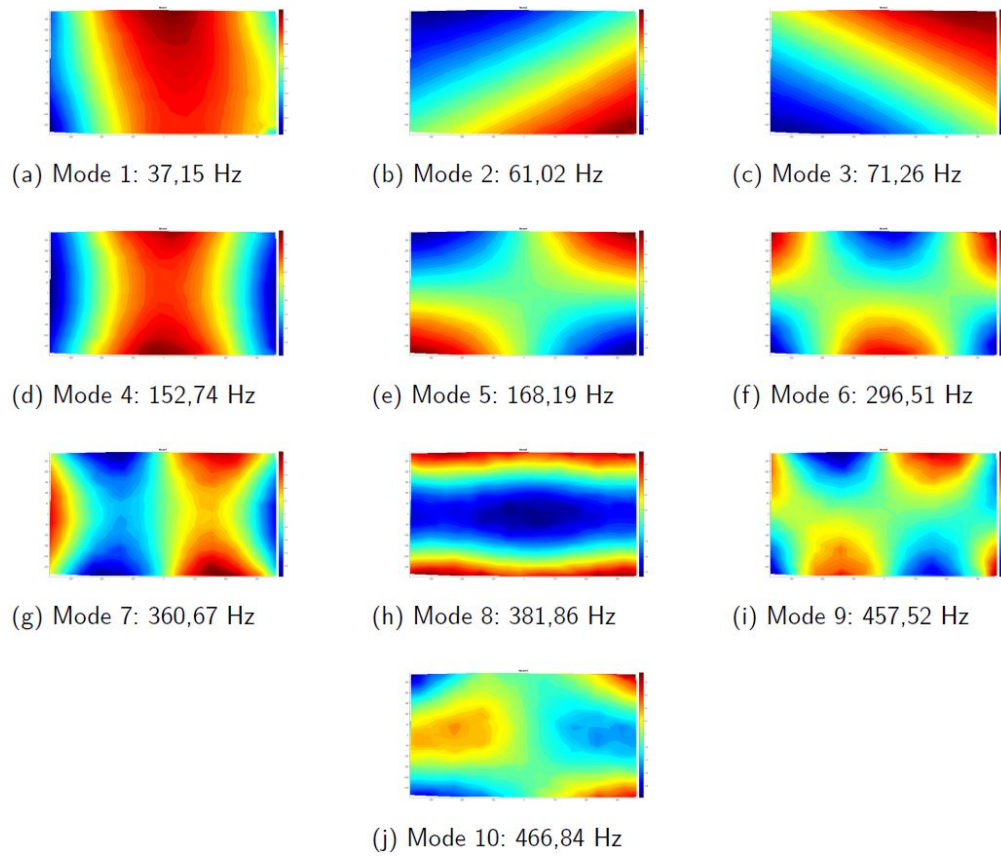


Abbildung 4.2.: *Eigenfrequenzen und Eigenformen des Gridpaneels mit elastischer Lagerung bis 500 Hz [38]*

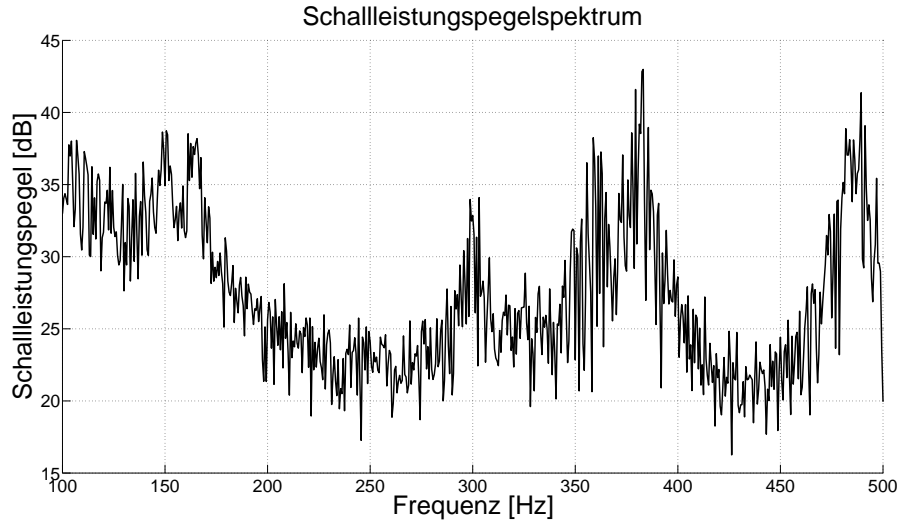


Abbildung 4.3.: Schallleistungsspektrum des Gridpaneels berechnet per Rayleigh-Integral mit Schnelldaten aus der Simulation. Es zeigen sich ausgeprägte Überhöhungen im Bereich der Eigenfrequenzen.

mierung auf das Element mit der jeweils höchsten Dehnungsintensität durchgeführt wird, ergibt sich eine Skala von 0 bis 1 für jedes Element und jede Mode. Durch dieses Vorgehen kann nun die Dehnungsenergie einer einzelnen Mode, aber auch einer Summe beliebig gewichteter Moden örtlich verteilt dargestellt werden. Abbildung 4.4 zeigt diese modalen Dehnungsenergien für die Moden 4-10 mit identischer Gewichtung. Es ist deutlich zu sehen, dass vor allem im oberen Bereich der Versteifungen in der mittleren Sektion des Gridpaneels die höchsten Dehnungsenergien gegeben sind. Die Dominanz von Mode 8 im Schallleistungspegel weckt besonders Interesse für die Verteilung der modalen Dehnungsenergie speziell für diese Mode. Diese ist in Abbildung 4.5 dargestellt. Diese Darstellung unterstreicht die besonders hohen Dehnungsenergien im oberen Bereich der Rippen, sowie generell in der mittleren Sektion des Gridpaneels.

4. Versuchsaufbau und Eigenschaften des Gridpaneels

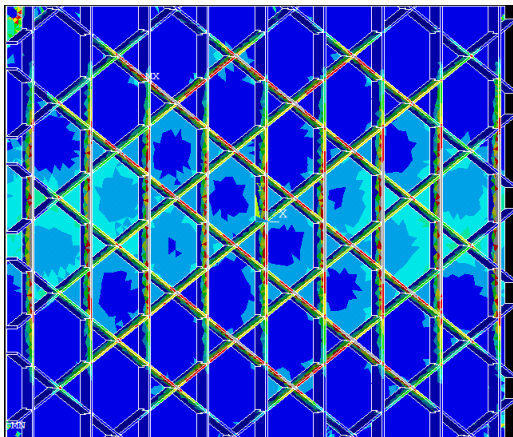


Abbildung 4.4.: Identisch gewichtete Überlagerung der modalen Dehnungsenergien der Moden 4-10

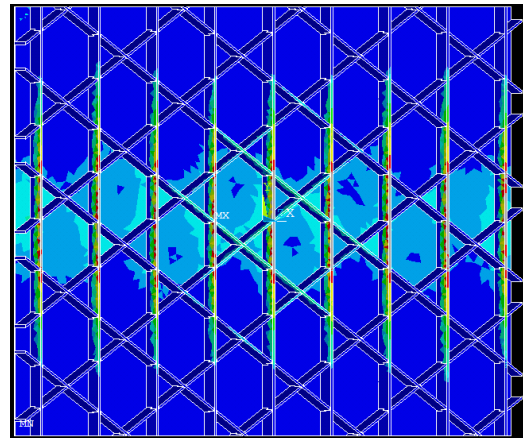


Abbildung 4.5.: Modale Dehnungsenergie der Mode 8

5. Modifikation der TBL-Synthese

Bevor der Einfluss verschiedener Dämmmaßnahmen evaluiert werden konnte, wurde die TBL-Synthese grundlegend überarbeitet, um die bei Titze [38] aufgetretenen Fremdschallprobleme und Abweichungen von Simulation und Experiment bestmöglich zu beseitigen (vgl. Kapitel 4). Im Rahmen dieser Arbeit werden folgende Modifikationen vorgeschlagen:

- Eine Erhöhung der Anzahl der Signalquellen von sechs auf zwölf, um eine bessere Steuerbarkeit, und damit auch eine bessere Übereinstimmung von Simulation und Experiment zu erreichen. Diese wurden, wie von Bravo und Maury [6] vorgeschlagen, in einer regelmäßigen Matrix auf die Rückwand appliziert.
- Synthese der TBL-Anregung durch Inertial-Erreger statt des Lautsprecherfeldes, um die Fremdschallprobleme zu beseitigen. Um die Strukturdynamik des Grid-panels möglichst wenig zu beeinflussen, sollten diese Inertial-Erreger so klein und leicht wie möglich sein. Daher wurden die Erreger des Typs DAEX13CT-4 der Firma *Dayton* [35] mit einem Gewicht von 14 Gramm ausgewählt.

Der auf diese Weise modifizierte, neue Versuchsaufbau ist in Abbildung 5.1 dargestellt. Um die TBL-Anregung möglichst übereinstimmend mit der Simulation einzurichten, wurde wie in Abschnitt 2.4 erläutert vorgegangen. Für die Messung der Strukturschnellen stand ein Laser Scanning Vibrometer (LSV) PSV-400 mit der Geometriescaneinheit PSV-A-420 der Firma *Polytec* zur Verfügung. Der LSV Messbereich wird auf 0-500 Hz mit einer Frequenzauflösung von 0,625 Hz eingestellt, wodurch sich 800 Frequenzlinien ergeben. Die Matrix der Frequenzgänge (\mathbf{H} in Gleichung 2.14) besteht in diesem Fall aus zwölf Spalten und 285 Zeilen für entsprechend 800 Frequenzlinien. In dem gemessenen Frequenzgang wird auch das Übertragungsverhalten eines *KEMO 255G* Tiefpassfilters mit berücksichtigt, da dieser bei der anschließenden Generierung des TBL-Signals mit dem *dspace DS2103 DAC board* Echtzeitregelsystem nachgeschaltet werden muss um hochfrequente Frequenzanteile, die bei der digital zu analog Konvertierung entstehen, herauszufiltern. Die durch Gleichung 2.15 und eine inverse FFT ermittelten zwölf Zeitsignale für die TBL-Anregung werden mit einer Abtastfrequenz von 2000 Hz durch das *dspace* System erzeugt und anschließend tiefpassgefiltert. Für das Filter wurde eine Eckfrequenz von 700 Hz eingestellt. Die sich einstellenden Oberflächenschnellen können nun mit dem LSV vermessen werden um mit Hilfe des Rayleigh-Integrals (siehe Abschnitt 2.3) die Schallabstrahlung zu errechnen.

Um die Qualität des neuen Versuchsaufbaus zu beurteilen, kann in einem ersten

5. Modifikation der TBL-Synthese



Abbildung 5.1.: Blick auf die Rückseite des Gridpaneels: applizierte Matrix aus Inertial-Erregern zur TBL-Synthese

Schritt eine Singulärwertzerlegung der Übertragungsfunktionsmatrizen \mathbf{H} für alle 800 Frequenzlinien durchgeführt werden. Werden die Singulärwerte auf den jeweils größten Wert normiert und stellt man das Ergebnis über der Frequenz dar, ergibt sich Abbildung 5.2. Die Singulärwertzerlegung gibt Aufschluss, wie viele unabhängige Freiheitsgrade sich pro Frequenzlinie steuern lassen. Im Bereich der Eigenfrequenzen zeigen sich massive Einbrüche, da diese Bereiche von eben jener Eigenmode dominiert werden. Im übrigen Frequenzbereich zeigt sich die Fähigkeit des Versuchsaufbaus, mehrere unabhängige Moden steuern zu können und verspricht damit den gewünschten Schwingungszustand gut einstellen zu können.

Vergleichbarkeit von Simulation und Experiment

Die ermittelten Schallleistungspegel nach dem Rayleigh-Integral sowohl vom Laborversuch, als auch der numerischen Simulation ist in Abbildung 5.3 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass in einem sehr breiten Frequenzbereich die Schallleistungspegel gut übereinstimmen. Zwischen 460-500 Hz ist eine Abweichung von ca. 5 dB zu erkennen. Wie in Abschnitt 4 beschrieben, ist dies der Bereich, in welchem die Eigenfrequenzen des numerischen Modells und des Versuchs eine Abweichung von ca. 5 % zeigen. Es wird vermutet, dass dies die Ursache für die verbleibende Abweichung ist. Die Inertial-Erreger sind nicht in der Lage, das Gridpaneel mit ausreichenden Amplituden in jene Schwingform zu zwingen, wie es die numerischen Ergebnisse verlangen. Eine Veränderung der Positionen der Inertial-Erreger um die beiden in diesem Frequenzbereich angesprochenen Moden besser steuern zu können, könnte

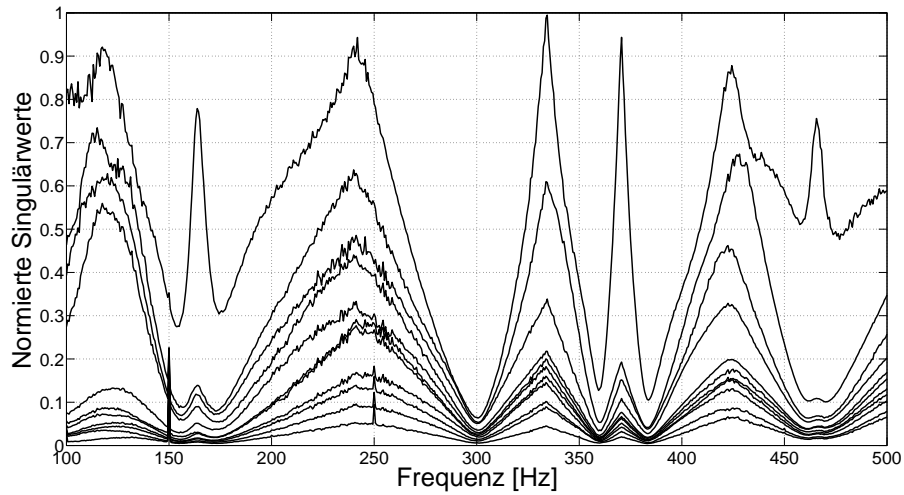


Abbildung 5.2.: Singularwertzerlegung der Übertragungsmatrix zur Analyse der Steuerbarkeit

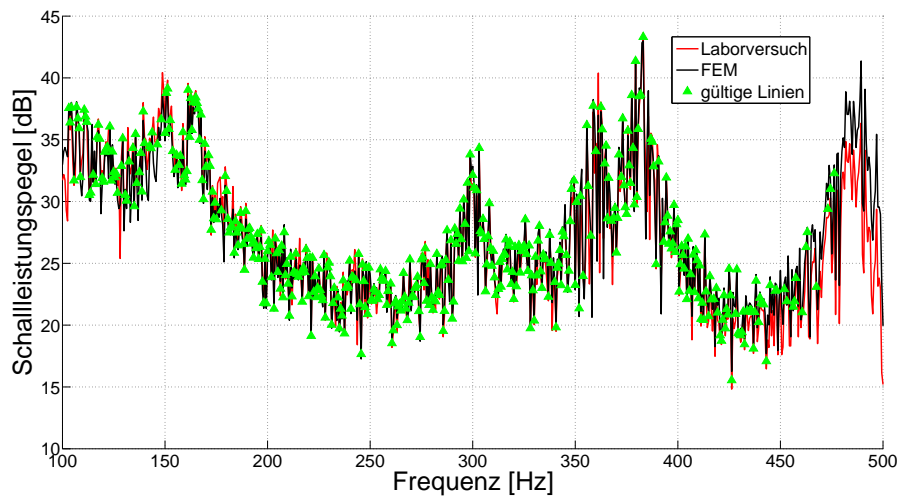


Abbildung 5.3.: Übereinstimmung des Schallleistungspegelspektrums zwischen Numerik und Versuch mit zwölf Inertial-Erregern als Anregungsquelle. Die grünen Dreiecke kennzeichnen jene Frequenzlinien für die gilt: $MAC > 0,8$ und Abweichung $< 1,5$ dB

5. Modifikation der TBL-Synthese

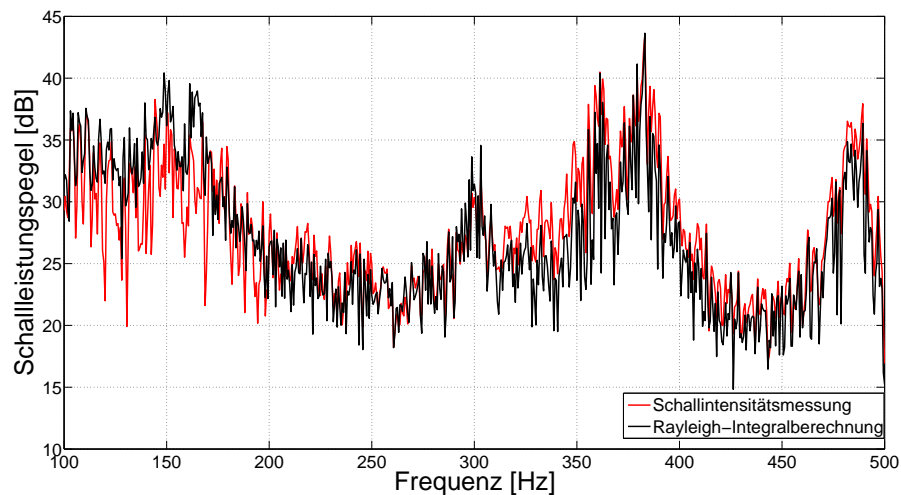


Abbildung 5.4.: Übereinstimmung des Schalleistungspegelspektrums zwischen Rayleigh-Integral und Schallintensitätsmessung mit zwölf Inertial-Erregern als Anregungsquelle

dieses Problem mildern, jedoch mit dem Risiko ggf. die Steuerbarkeit anderer Moden zu verschlechtern. Es ist dennoch evident, dass die TBL-Synthese nun für einen wesentlich größeren Frequenzbereich gelingt. Betrachtet man die selben Kriterien wie Titze, dass eine gültige Frequenzlinie vorliegt, sofern der MAC-Wert $>0,8$ dB und die Abweichung im Schalleistungspegel $<1,5$ dB betragen soll, erfüllen nun 464 (70,5 %) Frequenzlinien diese Bedingungen, gegenüber 105 (20,6 %) Frequenzlinien mit dem ursprünglichen Versuchsaufbau.

Fremdschallproblematik

Des weiteren soll überprüft werden, ob dieser Versuchsaufbau nun direkte Schallmessungen ermöglicht, ohne durch Fremdschalleintrag die Ergebnisse zu beeinflussen. Dafür werden direkte Schallintensitätsmessungen mit den Berechnungsergebnissen des Rayleigh-Integrals verglichen. Für die Schallintensitätsmessungen wurde das Sondenkit 3595 von *Brüel & Kjaer* verwendet. Für die benötigten Schallintensitätsmessungen wurde die Ansteuerspannung des TBL-Anregungssignals verdoppelt, um das Signal-Rausch-Verhältnis zu verbessern und das Messergebnis anschließend wieder halbiert. Im Rahmen der linearen Theorie ist dieses Vorgehen zulässig. Für die Schallintensitätsmessung wurde gemäß DIN 9614-2 vorgegangen. Abbildung 5.4 zeigt den Vergleich der ermittelten Schalleistungspegel mittels Schallintensitätsmessungen und den Schalleistungspegelberechnungen wie zuvor auf Basis des Rayleigh-Integrals. Es ist zu erkennen, dass beide Graphen ein ähnliches Verhalten beschreiben. Es gibt jedoch erhebliche Abweichungen bis zu 12 dB im Bereich von 120-170 Hz. Kleinere

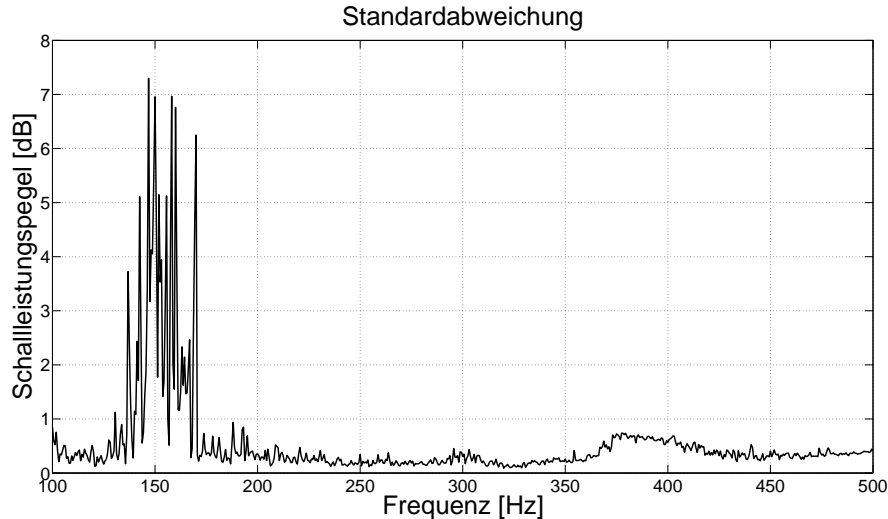


Abbildung 5.5.: Wiederholbarkeit der Schallintensitätsmessungen für zehn unabhängige Messungen. Es zeigen sich große Standardabweichungen zwischen 140 Hz und 170 Hz

Unterschiede im Rahmen von 3 dB zeigen sich auch im übrigen Frequenzbereich. Diese kleineren Unterschiede können mit Ungenauigkeiten bei der Berechnung des Rayleigh-Integrals begründet werden. Hier ist in erster Linie zu erwähnen, dass das Rayleigh-Integral für ebene Platten formuliert ist. So kann es beispielsweise die zusätzliche Schallabstrahlung der Rippen nicht berücksichtigen. Zudem könnte eine feinere Diskretisierung als jene mit 285 Messpunkten das Ergebnis verbessern. Die gravierenden Unterschiede im Bereich 120-170 Hz haben jedoch eine andere Ursache. Für Abbildung 5.5 wurden zehn unabhängige Schallintensitätsmessungen durchgeführt und die Standardabweichung der Messungen berechnet. Es zeigt sich, dass die Standardabweichung in eben jenem Frequenzbereich bis zu 7,5 dB beträgt, während sie im übrigen Frequenzbereich um 0,5 dB pendelt. Intensive Untersuchungen dieses Phänomens konnten keine Lösung oder befriedigende Erklärung liefern. Es wird vermutet, dass die Schwingform von Mode 4 (siehe Abbildung 4.2), bei der die vertikalen Paneelränder konphas schwingen, mit dem Spalt zur Box interagiert und so das Druckfeld beeinflusst wird. Ein weiterer Anhaltspunkt für diese These ist, dass auch im Bereich der achten Mode, welche das horizontal konphas schwingende Äquivalent von Mode 4 ist, ebenfalls ein Anstieg der Standardabweichung zu beobachten ist, wenn auch dieser Anstieg mit bis ca. 0,75 dB wesentlich schwächer ist. Die unterschiedlich starke Ausprägung könnte mit den verschiedenen Abstrahlgraden von Mode 4 und Mode 8 zusammenhängen (siehe Kapitel 2.2). Da sich dieses Verhalten nicht in den Schnellmessungen des LSV wiederfindet, ist dies kein Strukturphänomen sondern muss seine Ursache im Druckfeld haben.

Vergleicht man die Abbildungen 5.4 und 3.7 zeigt sich, dass die Übereinstimmung

5. Modifikation der TBL-Synthese

zwischen Schallintensitätsmessungen und Rayleigh-Integralberechnungen wesentlich verbessert werden konnte. Das zuvor gravierende Fremdschallproblem konnte gelöst werden, sodass Schalldämmmaßnahmen auch mittels direkter Schallintensitätsmessungen beurteilt werden können.

Insgesamt ist der neue Versuchsaufbau, welcher eine TBL-Anregung mittels zwölf Inertial-Erregern synthetisiert, wesentlich besser geeignet als die Ausgangskonfiguration mit sechs Lautsprechern. Sowohl die Übereinstimmung mit der numerischen Simulation, als auch die Fremdschallproblematik konnten wesentlich verbessert werden. Es gilt jedoch zu beachten, dass Ergebnisse zwischen 140 Hz und 170 Hz mittels Schallintensitätsmessungen nicht zuverlässig ausgewertet werden können und dieser Frequenzbereich ausgeklammert werden muss.

6. Erprobung passiver Maßnahmen

Im Rahmen der passiven Maßnahmen werden vier verschiedene Dämmkonfigurationen mit den in Kapitel 3.1 vorgestellten Dämmkonzepten evaluiert:

1. vollflächige Belegung mit einer Lage Vlies TC1803
2. vollflächige Belegung mit zwei Lagen Vlies TC1803
3. vollflächige Belegung mit dem Dämmschaum Basotec G+
4. Applikation von CLD auf die Orte maximaler modaler Dehnungsenergie gemäß der Konfiguration CLD 2 in Abbildung 3.8 nach Titze [38].

Abbildung 6.1 zeigt exemplarisch eine solch vollflächige Belegung mit Basotec G+ (Dämmkonfiguration 3), wie sie auch für das Vlies (Dämmkonfiguration 1 und 2) durchgeführt wurde. Abbildung 6.2 zeigt einen Ausschnitt des Gridpaneels mit der gewählten CLD Konfiguration (Dämmkonfiguration 4). Aus diesen Abbildungen wird deutlich, dass durch vollflächige Belegung mit Vlies oder Schaum keine LSV Messungen mehr möglich sind, weil die Oberfläche des Gridpaneels bedeckt ist. Folglich sind diese Dämmmaßnahmen nur durch Schallintensitätsmessungen auswertbar.

Zur übersichtlicheren Darstellung der Ergebnisse wird das betrachtete Frequenzspektrum von 0-500 Hz in Terzbänder zusammengefasst, wie in Gleichung 6.1 beschrieben. I_{Band} beschreibt die in einem Terzband enthaltene Schallintensität, die aus den Intensitäten pro Frequenzlinie I_{Linie} aufsummiert wird. Die Schallleistungspegeldifferenz $\Delta L_{\text{P Band}}$ in Dezibel zwischen der Messung mit Dämmmaßnahme und der Referenz



Abbildung 6.1.: Vollflächige Belegung mit dem Dämmschaum Basotec G+ von BASF



Abbildung 6.2.: Belegung der oberen 10 Millimeter der Rippen und der Flächen parallel zu den Hautfeldern mit selbst angefertigtem CLD

6. Erprobung passiver Maßnahmen

Tabelle 6.1.: Einteilung der Terzbänder gemäß DIN 61260-1

Untere Grenzfrequenz [Hz]	Bandmittenfrequenz [Hz]	Obere Grenzfrequenz [Hz]
112,2	125,9	141,3
141,3	158,5	177,8
177,8	199,5	223,9
223,9	251,2	281,8
281,8	316,2	354,8
354,8	398,1	446,7
446,7	501,2	562,3

wird dann pro Terzband gemäß Gleichung 6.2 berechnet. Die Fläche A kürzt sich in dieser Darstellung heraus.

$$I_{\text{Band}} = \sum_{\text{Untere Grenzfrequenz}}^{\text{Obere Grenzfrequenz}} I_{\text{Linie}} \quad (6.1)$$

$$\Delta L_{\text{P Band}} = 10 \log_{10} \left(\frac{I_{\text{Band Dämmmaßnahme}}}{I_{\text{Band Referenz}}} \right) \text{dB} \quad (6.2)$$

Die Einteilung der Frequenzintervalle und die Definition der zugehörigen Grenzfrequenzen wurde gemäß DIN 61260-1 vorgenommen, siehe Tabelle 6.1. Das zweite Terzband, welches von 141 Hz bis 178 Hz reicht, deckt genau jenen Frequenzbereich ab, in welchem auf Grund der hohen Standardabweichungen keine verlässlichen Aussagen zu den Schallintensitätsmessungen möglich sind (siehe Abbildung 5.5). Aus diesem Grund werden für dieses Terzband keine Ergebnisse angegeben und dieser Bereich für die Berechnung der Gesamtschalleistungspegelveränderungen herausgerechnet. Die Schallintensitätsmessungen für jede Konfiguration wurden vier mal wiederholt und der Mittelwert ausgewertet. Dieser wurde dann mit der Referenzmessung ohne Dämmmaßnahme verglichen. Da Titze auf Grund der Fremdschallproblematik seine CLD-Applikationen nur mittels LSV auswerten konnte, wird die in dieser Arbeit untersuchte Applikation von CLD (Dämmkonfiguration 4) zusätzlich mit dem LSV vermessen, um die Ergebnisse mit jenen von Titze vergleichen zu können.

Vergleich der vier Dämmkonfigurationen mittels Schallintensitätsmessungen

Abbildung 6.3 zeigt die ermittelten Schalleistungspegeldifferenzen in Terzbändern für alle vier Dämmkonfigurationen. Der obere Graph zeigt die gemessenen Reduktionen, während in der unteren Darstellung die Schalleistungspegelveränderung auf das Gewicht der Dämmmaßnahme bezogen wurde. Die Ergebnisse für das jeweilige

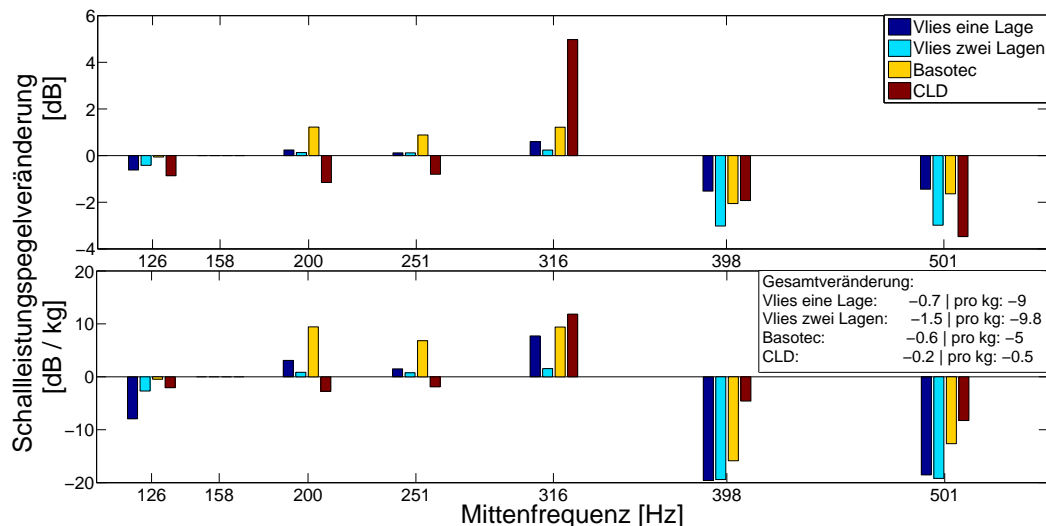


Abbildung 6.3.: Schallleistungspegelveränderungen pro Terzband der vier erprobten Konfigurationen absolut (oben) und auf das Zusatzgewicht der Dämmmaßnahme bezogen (unten). Zudem gibt der Kasten die Gesamtschallleistungspegelveränderung an. Es zeigt sich, dass erst in den oberen beiden Terzbändern über 355 Hz merkliche Reduktionen erzielt werden konnten. Für tiefere Frequenzen, speziell für die Varianten Basotec und CLD, ist eine Pegelerhöhung ersichtlich.

Terzband werden anhand der Bandmittenfrequenz im Graph positioniert. Zudem gibt der Kasten Auskunft über die Schallleistungspegeldifferenz zusammengefasst für den kompletten Frequenzbereich von 100-500 Hz.

Es ist zu erkennen, dass das Vlies (Dämmkonfiguration 1 und 2) in den ersten vier dargestellten Terzbändern bis 354 Hz nur minimalen Einfluss auf die Schallleistungspegel hat und die Veränderungen deutlich unter 1 dB liegen. In den höchsten beiden Terzbändern ist eine Reduktion von je 1,5 dB für eine Lage, respektive je 3 dB für zwei Lagen zu erkennen. Für das Gesamtschallleistungsspektrum entspricht dies einer Reduktion von 0,7 dB bzw. 1,5 dB. Es zeigt sich, dass die Verdoppelung des Zusatzgewichtes ca. eine Verdoppelung der Schallleistungspegelreduktion bewirkt. Folglich ist auch die Gewichtseffizienz nahezu identisch mit 9 dB/kg für eine Lage Vlies und 9,8 dB/kg für zwei Lagen Vlies. Im Bereich ab 350 Hz können Effizienzen von knapp 20 dB/kg erreicht werden.

Der Schaum Basotec G+ (Dämmkonfiguration 3) erzeugt eine Erhöhung des Schallleistungspegels in den Frequenzbändern zwei bis vier zwischen 177 Hz und 354 Hz von ca. 1 dB. Im sechsten und siebten Terzband können wiederum Reduktionen von 2 dB und 1,6 dB beobachtet werden. Die Gesamtschallleistungspegelreduktion von 0,6 dB entspricht einer Gewichtseffizienz von 5 dB/kg. Im sechsten und siebten Terzband können entsprechend Reduktionen von 16 dB/kg und 13 dB/kg erzielt werden.

Die Applikation von CLD (Dämmkonfiguration 4) bewirkt bis 280 Hz eine Reduktion von ca. 1 dB und in den höchsten beiden Terzbändern über 354 Hz eine Reduktion

6. Erprobung passiver Maßnahmen

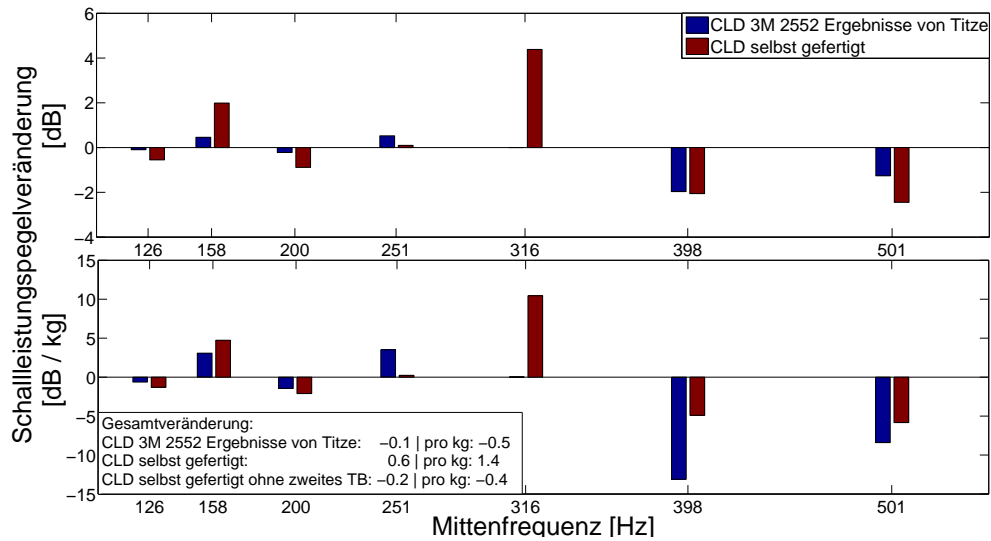


Abbildung 6.4.: Vergleich der Schallleistungspegelveränderung mittels Rayleigh-Integral des von Titze erprobten CLDs 3M 2552 und der selbst gefertigten, doppelt so dicken CLD Konfiguration. Es zeigt sich, dass die selbst gefertigte Konfiguration keine verbesserte Masseneffizienz aufweisen kann.

von 2 dB bzw. 3,5 dB. Im vierten Terzband ist eine Schallleistungspegelzunahme von knapp 5 dB festzustellen. Für die Gesamtschallleistung entspricht dies einer Reduktion von 0,2 dB und einer Gewichtseffizienz von 0,5 dB/kg.

Vergleich der CLD Konfigurationen mittels Rayleigh-Integral

Abbildung 6.4 zeigt den Vergleich der von Titze [38] erprobten CLD Konfiguration mit der CLD Folie 3M 2552 und der für diese Arbeit selbst hergestellten, doppelt so dicken CLD Folie (Dämmkonfiguration 4). Die Ergebnisse wurden durch LSV Messungen und die Auswertung des Rayleigh-Integrals gewonnen. Die Ergebnisse von Titze zeigen bis 350 Hz praktisch keinen Einfluss des CLDs. In den höchsten beiden Terzbändern konnte etwas über 1 dB Schallleistungspegelreduktion erzielt werden. Dies entspricht einer Gesamtreduktion von 0,1 dB und einer Gewichtseffizienz von 0,5 dB/kg. Das selbst gefertigte CLD zeigt in der Rayleigh-Integral Auswertung ein sehr Ähnliches Verhalten wie in der Schallintensitätsmessung, siehe Abbildung 6.3. Es zeigt sich die selbe Erhöhung im Terzband mit der Mittenfrequenz von 316 Hz um 5 dB, sowie eine Reduktion von ca. 2 dB im nächst höheren Band. Die LSV Messung zeigt eine etwas niedrigere Reduktion von 2,5 dB im höchsten Terzband gegenüber 3,5 dB für die Schallintensitätsmessung. In dieser Messung kann auch das zweite Terzband ausgewertet werden, da die LSV Messung nicht die Wiederholbarkeitsprobleme der Schallintensitätsmessung aufwies. Dort zeigt sich eine Pegelzunahme von 2 dB. Für die Gesamtschallleistung ergibt sich eine Zunahme von 0,6 dB, bzw. 1,4

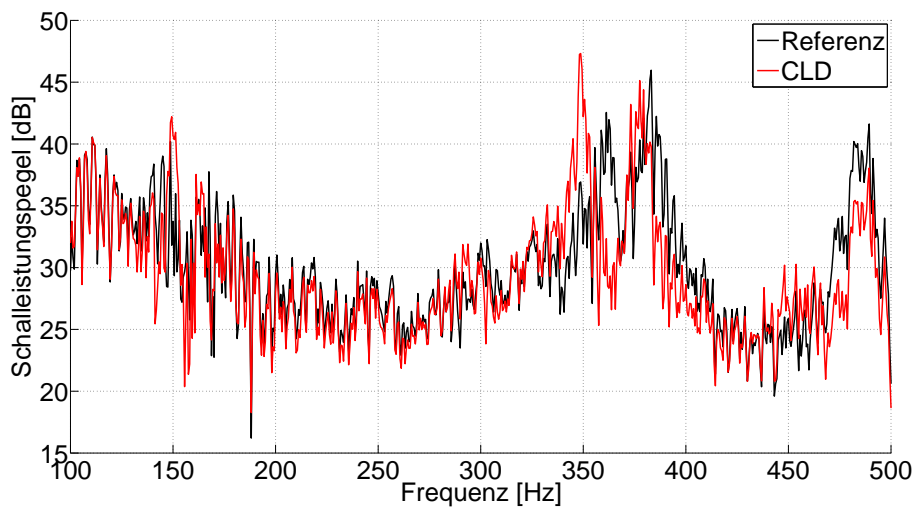


Abbildung 6.5.: *Eigenfrequenzverschiebungen durch die Applikation von CLD im Schalleistungspegelspektrum*

dB/kg. Dies steht scheinbar im Widerspruch zu den Schallintensitätsmessungen, bei denen jedoch das 2. Terzband nicht auswertbar war. Wird dieses Terzband auch hier herausgerechnet, zeigt sich eine Reduktion von -0,2 dB und eine Gewichtseffizienz von -0,4 dB/kg und damit eine sehr gute Übereinstimmung mit den Werten aus den Schallintensitätsmessungen.

Beide Ergebnisse zeigen, dass alle passiven Maßnahmen bis 350 Hz weitgehend wirkungslos oder sogar kontraproduktiv sind. Im Falle des Schaums Basotec G+ wird vermutet, dass durch die Applikation des Schaums in diesem Frequenzbereich der akustische Kurzschluss behindert wird und es daher zu einer verstärkten Schallabstrahlung kommt. Im Falle des CLDs bewirkt die Massenzunahme eine Veränderung der Strukturdynamik. Diese Massenzunahme führt zu der Absenkung einiger Eigenfrequenzen, wie aus Abbildung 6.5 ersichtlich. Speziell die siebte Eigenmode verschiebt sich von 360 Hz unter 350 Hz und wird zudem noch verstärkt. Durch diese Verschiebung fällt die siebte Eigenmode nun in das nächst tiefere Terzband und bewirkt dadurch dort eine enorme Schalleistungspegelzunahme von 5 dB. Entsprechend ist die Pegelabsenkung im nächsten Terzband größtenteils auf diese Verschiebung zurückzuführen. In den letzten beiden Terzbändern zeigen alle Maßnahmen eine gewisse Wirkung, wobei das Vlies speziell in Bezug zur Massenzunahme mit Abstand das beste Ergebnis erzielt. Der Basotec G+ Schaum bleibt hinten den Ergebnissen des Vlies etwas zurück, erzielt jedoch bessere Resultate als das CLD. Im letzten Terzband kann auch das CLD eine Reduktion von bis zu 3,5 dB erzielen, ist jedoch selbst dort unter Berücksichtigung der Massenzunahme den anderen Konfigurationen unterlegen. Auch konnte mit der selbst konstruierten CLD Schicht keine verbesserte Masseneffizienz erreicht werden. Zusammenfassend muss festgehalten werden, dass

6. Erprobung passiver Maßnahmen

alle Maßnahmen nur eine geringe Wirkung entfalten. Keine der Maßnahmen ist geeignet um eine effektive Dämmung im betrachteten Frequenzbereich zu erzielen. Die Veränderung der Strukturodynamik durch die Applikation von CLD wirft zudem die Frage auf, inwieweit die gewählte Art der TBL-Synthese für diese Anwendung zulässig ist. Verändert sich die Dynamik der Struktur so deutlich wie hier beobachtet, kann nicht garantiert werden, dass Anregung und Strukturantwort noch soweit zusammenpassen, dass eine valide TBL-Anregung vorliegt.

7. Erprobung aktiver und hybrider Dämmmaßnahmen

Bevor aktive und hybride Maßnahmen auf dem Gridpaneel eingesetzt werden, sollten in Vorversuchen auf einer einfachen Platte die drei in Abschnitt 3.3 als aussichtsreich eingestuften Konzepte im Experiment getestet werden. Zudem sollte überprüft werden, ob als Sensor besser eine Piezokeramik oder PVDF geeignet ist. Für die Aktuation kamen PZT Piezokeramiken des Typs DuraAct P-876.A11 der Firma *PI Ceramic* [14] zum Einsatz. Als Piezoverstärker wurde das Modell HVA 400-100 von *Walcher Electronics* genutzt. Als Sensoren wurde der selbe Piezokeramikttyp, sowie PVDF-Sensoren vom Typ LDT1-028K der Firma *Measurement Specialties* [36] erprobt. Die Abbildungen 7.1 und 7.2 zeigen die Sensoren und Aktoren, sowie deren Abmessungen, die für Kolokalitätsbetrachtungen von Bedeutung sind.

7.1. Vorversuch ACLD Konfigurationen

Als Aufbau für die Vorversuche wurde eine rechteckige Aluminiumplatte mit den Maßen 800 mm × 600 mm × 3 mm (Breite × Höhe × Dicke) an den vier Ecken mittels Gummizügen in einen Rahmen aus Aluminiumträgern eingehängt. Im Zentrum wurde durch einen Inertial-Erreger des Typs EX45S der Firma *Visaton* ein Pseudo-Random Signal zwischen 0 Hz und 500 Hz als Störung generiert. Um eine möglichst vergleichbare Störung an allen ACLD Konfigurationen zu erhalten, wurden diese symmetrisch in den Ecken der Platte angeordnet. Zusätzlich wurden Beschleunigungssensoren des Typs 352A24 der Firma *PCB Piezotronics* in 70 mm Abstand appliziert um besser abschätzen zu können, wie groß das beruhigte Gebiet ist, siehe Abbildung 7.3 (Schema), Abbildung 7.4 (Foto) und Abbildung 7.5 (Querschnitte der ACLD Konfigurationen). Die ACLD Konfigurationen wurden mit doppelseitigem Klebeband auf die Platte appliziert, für die Beschleunigungssensoren wurde Koppelpack verwendet.

Zur aktiven Schwingungsdämpfung wurde der in Kapitel 2.6 vorgestellte Mechanismus zur Steuerung mittels eines adaptiven FIR-Filters und FXLMS Algorithmus als SISO System für die ausgewählten Konfigurationen verwendet. Als Filterlänge wurde $L = 500$ bei einer Abtastfrequenz von $f_s = 2000$ Hz ausgewählt. Das verwendete SIMULINK Modell (im allgemeinen MIMO Fall) ist ausführlich in Anhang A.1 erklärt. Das Filter wurde solange adaptiert, bis keine Veränderung im Fehlersignal mehr erkennbar war. Die Adaption wurde dann beendet und der so gewonnene Konvergenzzustand für die Messung verwendet.

Durch diesen Aufbau können Aussagen über die Wirksamkeit der aktiven Dämpfung

7. Erprobung aktiver und hybrider Dämmmaßnahmen

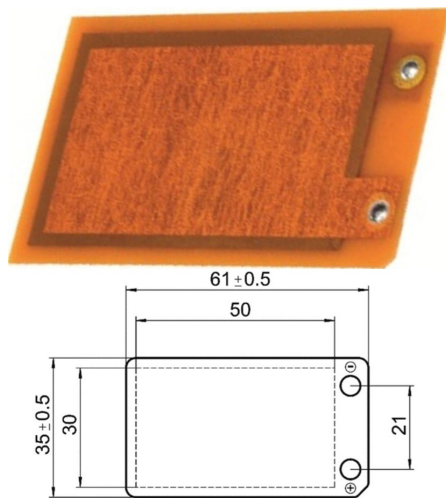


Abbildung 7.1.: PZT Piezokeramik DuraAct P-876.A11 der Firma PI Ceramic [14]

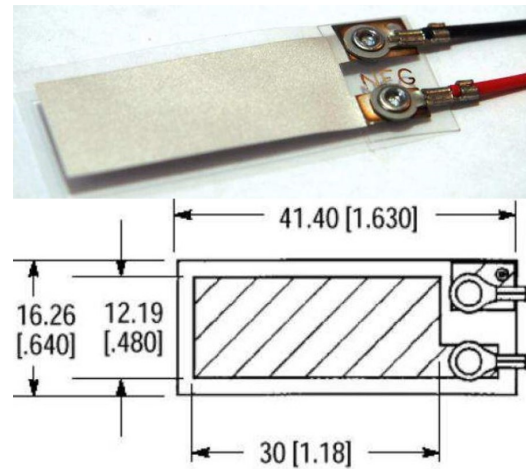


Abbildung 7.2.: PVDF Sensoren der Firma Measurement Specialties [36]

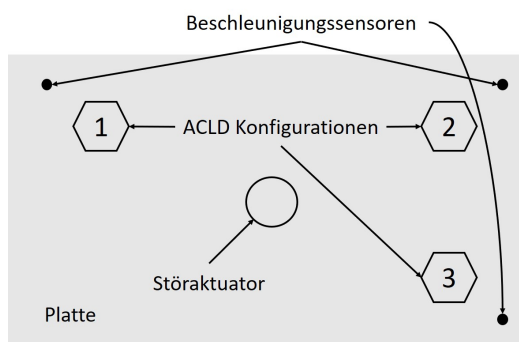


Abbildung 7.3.: Schema des Versuchsaufbaus der Vorversuche zur Erprobung der drei ausgewählten ACLD-Varianten

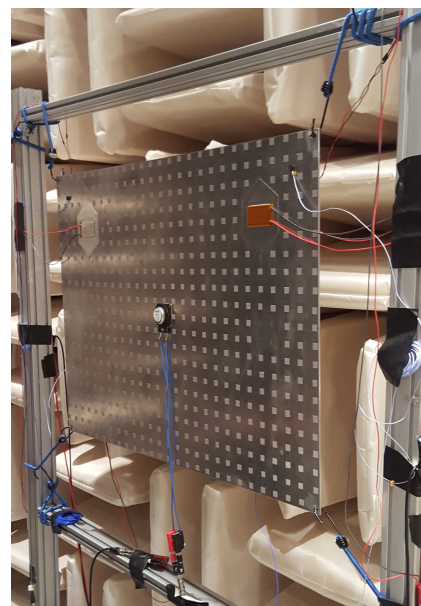


Abbildung 7.4.: Foto des Vorversuchsaufbaus mit zwei applizierten ACLD-Varianten

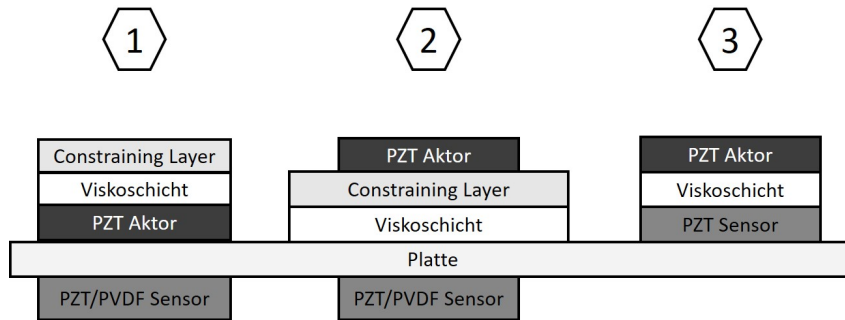


Abbildung 7.5.: Schematische Darstellung der in den Vorversuchen erprobten Konfigurationen

Tabelle 7.1.: Erzielte Reduktionen mit PVDF und PZT Keramik im Fehlersignal und benachbartem Beschleunigungssensorsignal für die Konfigurationen 1 und 2

Sensortyp	Veränderung des Sensorsignalpegels [dB]			
	Konfiguration 1		Konfiguration 2	
	kolokal	70 mm entfernt	kolokal	70 mm entfernt
PZT Keramik	-3	0,67	-12	-0,2
PVDF	-8,1	0,51	-3	-0,1

an sich, sowie über deren räumliche Ausdehnung getroffen werden. Bei Konfiguration 1 und 2 wird als kolokaler Fehlersensor sowohl PVDF, als auch die Piezokeramik auf ihre Wirksamkeit für diesen Aufbau überprüft. Konfiguration 3 mit den gegebenen Aktoren und Sensoren ist nur mit PZT Keramiken möglich, da die Abmessungen der gegebenen PVDF Sensoren wesentlich kleiner sind als die des PZT-Keramik Aktors und die Kontaktierung der PVDF Sensoren eine kolokale Anordnung behindert (siehe die Abbildungen 7.1 und 7.2). Da sich die Strukturdynamik der einfachen Platte deutlich von der des Grippaneels unterscheidet, wird nur die Reduktion der Sensorsignalpegel über den kompletten Frequenzbereich bewertet und nicht näher nach Terzbändern aufgeschlüsselt und keine einzelnen Eigenmoden gesondert betrachtet.

Die Ergebnisse für die Konfigurationen 1 und 2 sind in Tabelle 7.1 zusammengefasst. Es zeigte sich, dass mit Konfiguration 1 eine Signalpegelreduktion von 3 dB für die PZT Piezokeramik und 8 dB mit PDVF im Fehlersignal erzielt wurde. Konfiguration 2 zeigte eine größere Signalpegelreduktion von 8.7 dB für PVDF, die von der PZT Piezokeramik mit 12 db noch übertroffen wird. Entgegen der Intention zeigten die benachbarten Beschleunigungssensoren für Konfiguration 1 eine Signalpegelverstärkung, während für Konfiguration 2 eine Dämpfung von 0,1-0,2 dB erzielt wurde. Insgesamt ist ersichtlich, dass mit Konfiguration 2 sowohl im Fehlersignal, als auch bei den Beschleunigungssensoren größere Signalpegelreduktionen erzielt werden konnten. Trotz der CLD Schicht zwischen Aktor und Platte ist hier eine gute Einkopplung

7. Erprobung aktiver und hybrider Dämmmaßnahmen

gegeben. Aus diesem Grund wurde der ACLD Aufbau mit Aktor unterhalb des CLDs (Konfiguration 1) für die Anwendung am Gridpaneel verworfen. Beim Vergleich der Fehlersensoren wird deutlich, dass die PZT Piezokeramik dem PVDF in Konfiguration 2 überlegen ist, weshalb diese für das Gridpaneel als Fehlersensor ausgewählt wurde. Konfiguration 3 zeigte eine unerwartete Problematik: Obwohl Signalpegelreduktionen von über 18 dB im kolokalen Sensorsignal erzielt werden konnten, blieb die Dynamik der Platte, und somit auch die Signale des benachbarten Beschleunigungssensors unverändert. Ein zur Überprüfung auf der gegenüberliegenden Seite der Platte kolokal aufgebrachter PZT Piezokeramik Sensor zeigte entsprechend nur eine Signalpegelreduktion < 1 dB. Auch die Applikation von Konfiguration 3 auf die Platte mittels X60 Klebstoff, statt doppelseitigen Klebebandes, bewirkte keinerlei Veränderung. Dieses Ergebnis deutet darauf hin, dass innerhalb der PZT Piezokeramik ein starker Dehnungsgradient herrscht. Während auf der Strukturseite unabhängig vom Aktoreingriff die Dehnung der Struktur gemessen wird, wird auf der Seite des VEM durch den Aktoreingriff der Dehnungszustand so verändert, dass in der Summe eine massive Signalpegelreduktion erzielt wird. Dieser Dehnungszustand wird jedoch nicht bis auf die Strukturseite der PZT Keramik durch, und somit in die Struktur eingeleitet. Aus diesem Grund ist diese Konfiguration ungeeignet. Eine mögliche Adaption besteht darin, die Sensor PZT Piezokeramik durch PVDF zu ersetzen, da dies dünner und weniger steif ist und daher die Aktoreingriffe weniger behindern dürfte. Für eine solche Konstruktion müssen jedoch eigene PVDF Sensoren gefertigt werden, die geometrisch auf die PZT Keramik Aktoren abgestimmt sind um Kolokalität zu gewährleisten. Folglich wird auch Konfiguration 3 verworfen und für das Gridpaneel ein Aufbau entsprechend der Konfiguration 2 angestrebt.

7.2. Vorversuch Aktorautorität

Mit den Ergebnissen aus dem Vorversuch zu den ACLD Konfigurationen, galt es nun unter Berücksichtigung der mechanischen Eigenschaften des Gridpaneels ein möglichst effektives aktiv-passiv-hybrides System zu integrieren. Grundlegend für die Auswahl der Aktor- und Sensorpositionen ist nach Assaf und Guerich [2] die Verteilung der modalen Dehnungsenergie. Es sollten jene Bereiche mit hohen modalen Dehnungsenergien des Gridpaneels mit ACLD versehen werden um bestmögliche Dämpfungsergebnisse zu erzielen. In Kapitel 4 wurde erläutert, dass dies insbesondere für die oberen Bereiche der Rippen des Gridpaneels gilt (siehe auch die Abbildungen 4.4 und 4.5).

Da sich die hohen modalen Dehnungsenergien aus den Beiträgen von Moden unterschiedlicher Frequenz speisen und es bekannt ist, dass PZT Piezokeramiken ausgeprägtes Hochpassverhalten zeigen, sind weitere Versuche nötig, um zu quantifizieren für welche Frequenzbereiche die PZT Piezokeramik in der Lage ist das Gridpaneel wirksam zu beeinflussen. Hierfür wird eine PZT Piezokeramik auf einen Ort mit hoher modaler Dehnungsenergie appliziert und mit weißem Rauschen 0-500 Hz mit der maximal möglichen Amplitude von 200 Volt angesteuert (siehe Abbildung 7.6).

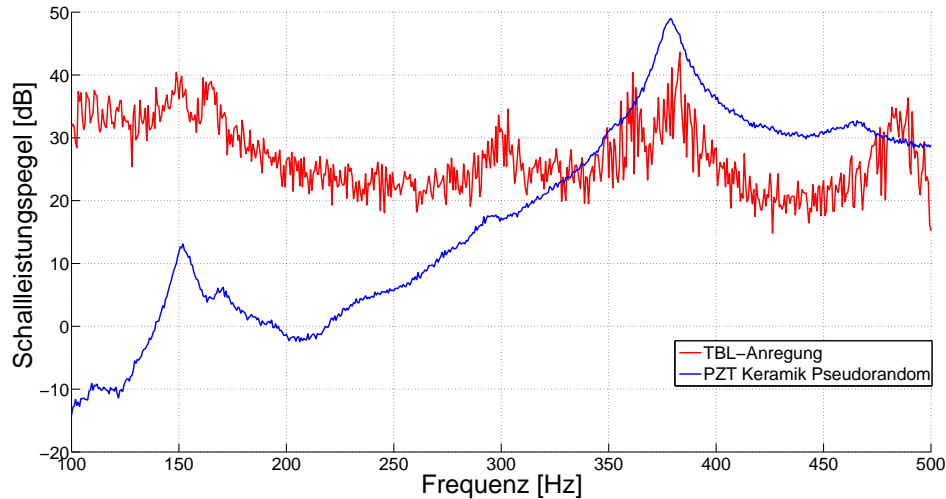


Abbildung 7.6.: Vergleich der Schallleistungspegel der TBL-Anregung und durch Anregung mit einer PZT Piezokeramik mit einem Pseudorandomsignal 0-500 Hz

Da der Aktor nur in jenen Frequenzbereichen ausreichend Autorität besitzt, um das TBL-Signal signifikant beeinflussen, in denen der Aktor einen Schallleistungspegel ähnlicher Größenordnung wie die TBL-Anregung erzielen kann, ist die PZT Piezokeramik für Frequenzen kleiner 330 Hz ungeeignet. Für höhere Frequenzen, besonders für Mode 8 bei 381,9 Hz bietet die Verbindung von hohen Schallleistungspegeln und großer Kontrollautorität der PZT Piezokeramik großes Potential zur aktiven Beeinflussung. Aus diesem Grund ist es sinnvoll, nochmals gesondert die modalen Dehnungsenergien für diese Mode zu betrachten (siehe Abbildung 4.5). Die hohen modalen Dehnungsenergien an den Rippen im -vertikal betrachtet- mittleren Bereich des Gridpanels zeigen, dass sich diese Bereiche besonders gut zur Positionierung der Aktoren und Sensoren eignet.

7.3. Vorversuch Rechenaufwand und Filterlänge

Anhand eines kolokalen Aktor-Sensor-Paares als SISO Konfiguration wurde in einem nächsten Schritt evaluiert, welchen Einfluss die Filterlänge auf die Reduktion des kolokalen Fehlersignals hat. Hierfür wurde ein Aktor-Sensor-Paar auf eine vertikale Strebe appliziert und Filterlängen von 70, 90, 150 und 500 Filterkoeffizienten für das adaptive Filter getestet. Als Störungsanregung wurde das TBL-Signal verwendet. Auch hier sei für das detaillierte SIMULINK-Modell auf Anhang A.1 verwiesen. Abbildung 7.8 zeigt die Sensorsignalpegel der kolokalen Piezokeramik ungesteuert, sowie gesteuert mit den verschiedenen Filterlängen. Außerdem zeigt der beigefügte Kasten die erzielten Gesamtpegelreduktionen.

Es ist deutlich zu sehen, dass alle Filterlängen im Bereich der Resonanzen um 150

7. Erprobung aktiver und hybrider Dämmmaßnahmen

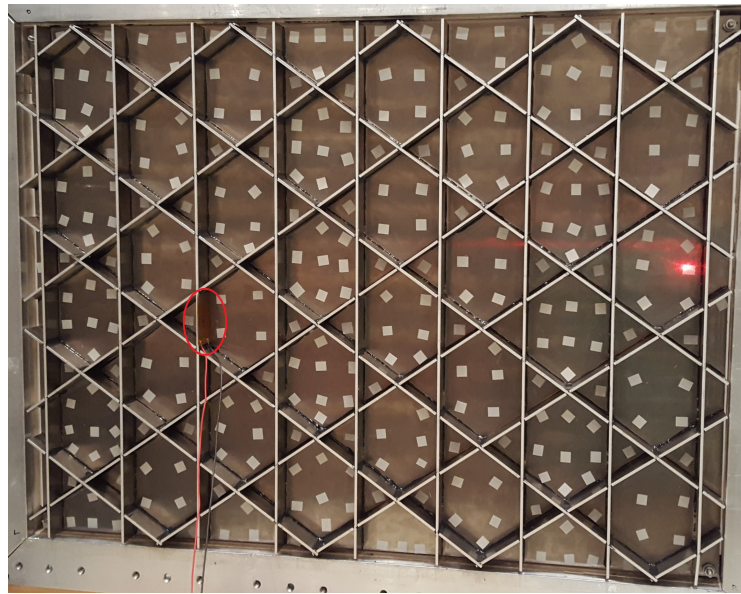


Abbildung 7.7.: Positionierung einer PZT Piezokeramik an einer Position hoher modaler Dehnungsenergie zur Bewertung der Aktorautorität

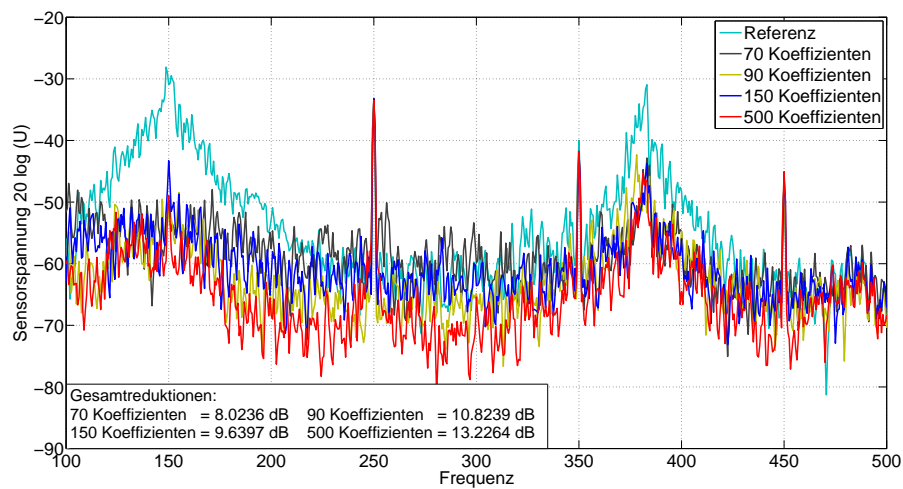


Abbildung 7.8.: Einfluss der Filterlänge auf die Reduktion des Fehlersignals. Der Vergleich der Signalpegelreaktionen für 70, 90, 150 und 500 Koeffizienten zeigt, dass im Bereich der Eigenfrequenz von 382 Hz die Erhöhung der Koeffizientenanzahl nur zu minimal stärkerer Signalpegelreaktion führt.

Hz sowie, 380 Hz starke Reduktionen erzielen können. Die spitzen Ausschläge bei 250 Hz, 350 Hz und 450 Hz sind nicht auf strukturdynamische Größen zurückzuführen, sondern stellen für Piezosensoren typische Rauschsignale an den vielfachen der Netzfrequenz von 50 Hz dar. Betrachtet man die Gesamtreduktion, so korreliert, mit Ausnahme der Filterkoeffizientenanzahl von 150, die Filterlänge mit der Stärke der Reduktion im Sensorsignalpegel. Es ist zu erkennen, dass bereits mit einer Filterlänge von 90 Koeffizienten eine Signalpegelreduktion von 10,8 dB erzielt werden konnte. Um eine weitere Reduktion zu erzielen, sind deutlich mehr Filterkoeffizienten nötig, sodass erst der Versuch mit 500 Koeffizienten eine größere Signalpegelreduktion erreichen konnte.

Mit der Steigerung von 70 auf 90 Filterkoeffizienten kann die Reduktion mit verhältnismäßig kleinem Aufwand um 3 dB gesteigert werden. Die Frage, warum eine Erhöhung auf 150 Filterkoeffizienten keine weitere Verbesserung gebracht hat, kann nicht mit Sicherheit beantwortet werden. Eine mögliche Erklärung liegt darin, dass das adaptive Filter in dieser Konfiguration nicht komplett auskonvergiert war. Eine andere Ursache könnte sein, dass der LMS-Algorithmus in dieser Konfiguration zu einem anderen, kleineren lokalen Minimum konvergiert ist.

Unter Berücksichtigung des Verhältnisses von Rechenaufwand zu Sensorsignalpegelreduktion wird auf Basis dieser Untersuchung eine Filterlänge von 90 Filterkoeffizienten für die folgenden Versuche implementiert.

7.4. Aktive Dämpfung des Gridpaneels durch Steuerung

Auf Basis der Ergebnisse dieser Vorversuche war es nun möglich Konfigurationen für die aktiv-passiv hybride, sowie rein aktive Dämpfung abzuleiten. Es gilt zu berücksichtigen:

- Die Rippen des Gridpaneels besitzen die größten modalen Dehnungsenergien und bieten sich daher am besten zur Positionierung von ACLD an. Zudem kann dort eine kolokale Anordnung mit Aktor und Sensor auf gegenüberliegenden Seiten der Rippen gewählt werden (siehe Kapitel 4)
- Die ACLD Konfiguration 2 aus Abbildung 7.5 erzielte die besten Ergebnisse (siehe Kapitel 7.1)
- Die Piezoaktoren können über 330 Hz ausreichende Schwingungsamplituden erreichen, um Schallleistungspegel mindestens in der selben Größenordnung wie die TBL-Anregung zu generieren (siehe Kapitel 7.2)
- Mode 8 bei 381,9 Hz verursacht die größten Schallleistungspegel und große modale Dehnungsenergien in der vertikalen Mittelebene des Gridpaneels (siehe Kapitel 4)
- eine Filterlänge von 90 Koeffizienten verspricht eine gute Fehlerreduktion bei vertretbarem Rechenaufwand (siehe Kapitel 7.3)

7. Erprobung aktiver und hybrider Dämmmaßnahmen

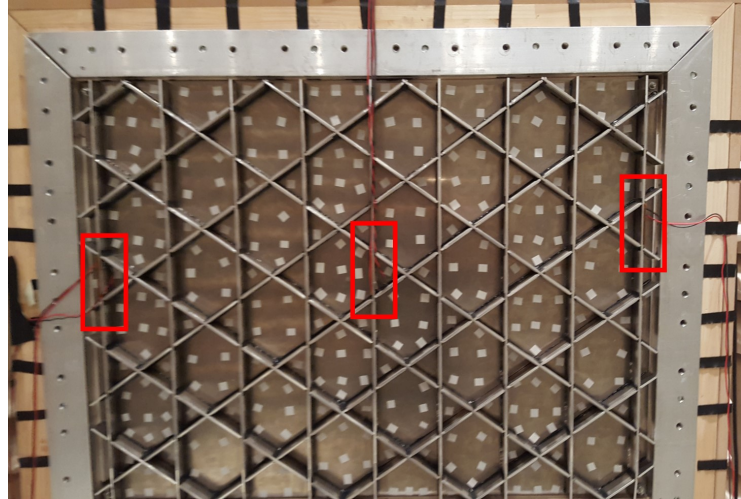


Abbildung 7.9.: Positionierung von drei Aktor-Sensor-Paaren zur möglichst effektiven Dämpfung von Mode 8

Entsprechend wurde als Ziel für das aktive und das aktiv-passiv hybride System festgelegt, dass Mode 8 bestmöglich zu bedämpfen ist. Weitere Reduktionen im Bereich der siebten (360,3 Hz), sowie der neunten und zehnten Mode (482,1 Hz und 486,9 Hz) wurden angestrebt. Auf Basis der Verteilung der modalen Dehnungsenergie von Mode 8 (siehe Abbildung 4.5) wurde der mittlere Bereich der vertikalen Rippen für die Platzierung der Aktor-Sensor-Paare ausgewählt. Es wurden drei solcher Paare appliziert, siehe Abbildung 7.9. Das so entstandene MIMO System mit drei Sensoren und Aktoren stellt ein gutes Verhältnis aus Dämpfpotential zu Systemkomplexität dar. Um den Rechenaufwand des Systems so gering wie möglich zu halten, wurde die Abtastfrequenz f_s auf 1000 Hz festgelegt. Dies ist die kleinstmögliche Frequenz um Frequenzen bis 500 Hz auswerten zu können, ohne das Nyquist-Shannon-Abtasttheorem [26] zu verletzen. Das adaptive Filter wurde auf eine Filterlänge von 90 Koeffizienten eingestellt. Der Aufbau der Aktor-Sensor Paare wurde von ACLD Konfiguration zwei der Vorversuche abgeleitet.

Im Folgenden werden vier verschiedene hybride bzw. rein aktive Aufbauten der Aktor-Sensor-Paare erprobt. Abbildung 7.10 zeigt schematisch diese Aufbauten anhand je eines Aktor-Sensor-Paares. Die Konfiguration *ACLD* ist die aus den Vorversuchen abgeleitete hybride Konfiguration. Aktor und viskoelastisches Material (VEM) befinden sich auf der einen, der Sensor auf der anderen Seite der Rippe. Zur Abgrenzung gegenüber einem vergleichbaren rein aktiven System, wurde in der Konfiguration *Kolokal aktiv* dieselbe Anordnung ohne VEM zwischen Rippe und Aktor erprobt. Für die Konfigurationen *Aktiv versetzt* und *Aktiv versetzt doppelt* wurde der Sensor auf einer Nachbarrippe appliziert. Da diese Sensorposition durch den Aktor nicht so unmittelbar beeinflusst werden kann, sollte so getestet werden, ob durch diese Platzierung höhere Reduktionen erzielt werden können. Für die Variante *Aktiv versetzt*

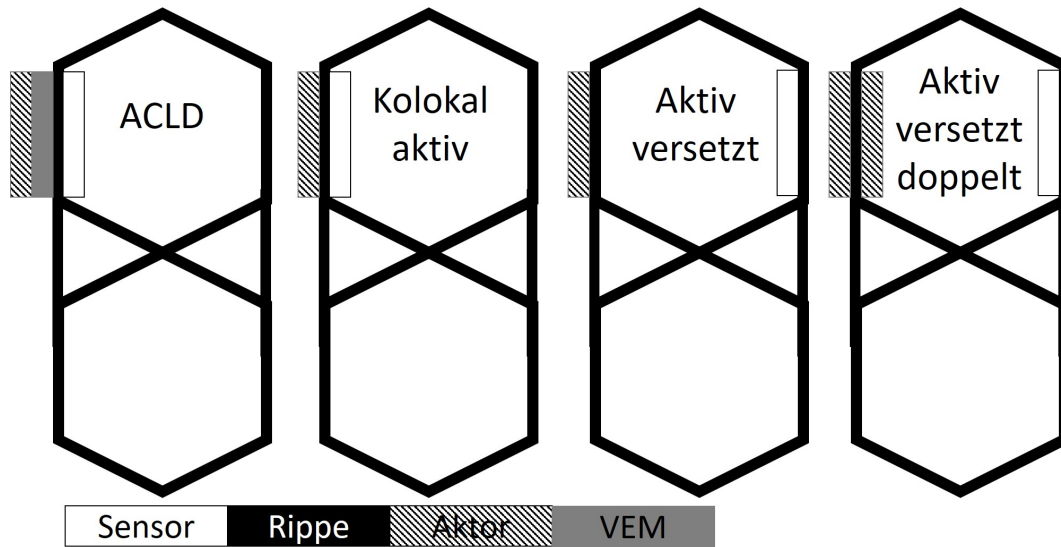


Abbildung 7.10.: Schematische Darstellung der Anordnung von Sensoren, Aktoren und viskoelastischem Material (VEM) pro Aktor-Sensor-Paar für die vier untersuchten Konfigurationen

doppelt wurde die Piezokeramik, die in der Konfiguration *Kolokal aktiv* als Sensor verwendet wurde, zusätzlich als Aktor eingesetzt, während als Sensor ebenfalls der Sensor der Nachbarrippe dient. Dadurch sollte überprüft werden, ob durch stärkere Aktuation bessere Ergebnisse erzielt werden können, oder ob bereits ein Aktor (die Konfiguration *Aktiv versetzt*) das volle Potential der Anordnung ausschöpfen kann. Beide Aktoren erhielten so das identische Signal, sodass nach wie vor ein MIMO System mit nur drei unterschiedlichen Aktorsignalen vorlag. Gesteuert wurde dieses System mit dem in Kapitel 2.6 vorgestellten Mechanismus eines adaptiven Filters mit Sekundärstreckenkompensation. Für eine detaillierte Betrachtung des hierfür verwendeten SIMULINK-Modells sei auf Anhang A.1 verwiesen.

Die Schallleistungspegel wurden anhand der Oberflächenschnellen mittels LSV-Messungen und Rayleigh-Integral (siehe Kapitel 2.3) errechnet. Die Validität und Genauigkeit dieses Ansatzes wurde in Kapitel 5 gezeigt. Der Vorteil dieses Vorgehens besteht darin, lokal die Veränderungen der Schnellen der Gridpaneeloberfläche beobachten zu können und damit mehr Informationen über die Wirkweise der aktiven Maßnahmen gewinnen zu können. Zudem kann so die mangelhafte Auswertbarkeit im Bereich von 140 Hz bis 170 Hz der Schallintensitätsmessungen (siehe Abbildung 5.5) umgangen werden. Zur Beurteilung der Ergebnisse wurden neben den Schallleistungspegeln auch die örtlich aufgelöste Veränderung der Oberflächenschnellepegel im Bereich der adressierten Eigenfrequenzen ausgewertet. Abbildung 7.11 zeigt die Veränderung der Schallleistungspegel in der in Kapitel 6 eingeführten Terzbanddarstellung absolut und in Bezug zur Zusatzmasse. Es sei darauf hingewiesen, dass nur

7. Erprobung aktiver und hybrider Dämmmaßnahmen

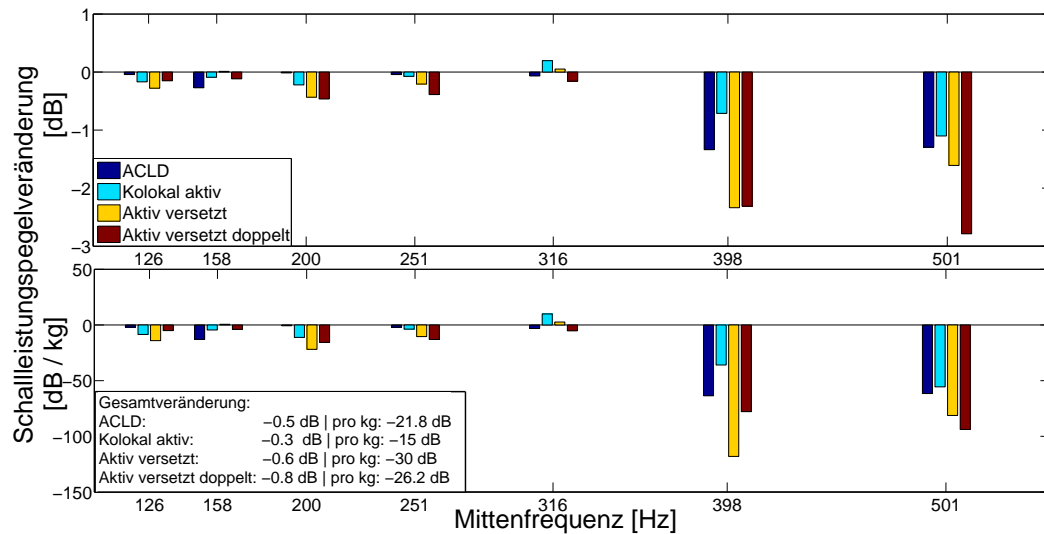


Abbildung 7.11.: Schallleistungspegelreduktion der getesteten Konfigurationen absolut (oben) und auf das Zusatzgewicht bezogen (unten). In den höchsten beiden Terzbändern können Reduktionen bis 3 dB erzielt werden. Es zeigen sich die höchsten Pegelreduktionen für die Konfigurationen mit versetztem Sensor.

das Gewicht für Aktoren, Sensoren, sowie VEM berücksichtigt wird. Dies beruht auf der Annahme, dass Prozessorleistung, Leistungselektronik und Verkabelung zur Versorgung anderer Prozesse bereits vorhanden sind. Abbildung 7.12 zeigt die vollständigen Schallleistungspegelspektren, die Veränderung der Oberflächenschnellen für die achte Eigenmode (382 Hz), sowie für den Bereich der neunten und zehnten Eigenmode (457 Hz und 467 Hz). Tabelle 7.2 gibt zudem an, welche Signalpegelreduktionen über den gesamten Frequenzbereich hinweg an den Fehlersensoren erzielt werden konnte, sowie mit welcher Spannung die Aktoren angesteuert wurden.

Tabelle 7.2 zeigt, dass in den Konfigurationen *ACLD* und *Kolokal aktiv* zwischen 7 dB und 11 dB Signalreduktion an allen Sensoren erzielt werden konnte. Hierfür wurde jedoch nur Aktor 1 mit 144 V bzw. 160 V weitgehend angesteuert (max. 200 V). Aktor 2 mit ca. 30 V und Aktor 3 mit 88 V bzw. 100 V blieben in der Wirkung deutlich dahinter. In den Konfigurationen *Aktiv versetzt* und *Aktiv versetzt doppelt* ist die Reduktion im Sensorsignal deutlich geringer, da die Sensoren auf der Nachbarrippe weniger direkt beeinflusst wurden. Auffällig ist hier, dass der zentrale Sensor 2 mit über 9 dB deutlich höhere Signalpegelreduktionen erfuhr als die Sensoren 1 und 3. Besonders deren Signalpegel konnten durch die Verwendung doppelter Aktoren weiter reduziert werden, während Sensor 2 praktisch identische Signalpegelreduktionen erfuhr. Die Aktoren konnten nun wesentlich weiter angesteuert werden. Mit 162 V bis 184 V bewegten sich die Aktoren für Konfiguration *Aktiv versetzt* zwischen 80-95 % der maximal möglichen 200 V. Im Falle der doppelten Aktoren lies die Aussteuerung generell ein wenig nach, blieb jedoch auf hohem Niveau.

Die Betrachtung der Veränderung der Schallleistungspegelspektren in Abbildung

7.4. Aktive Dämpfung des Gridpaneels durch Steuerung

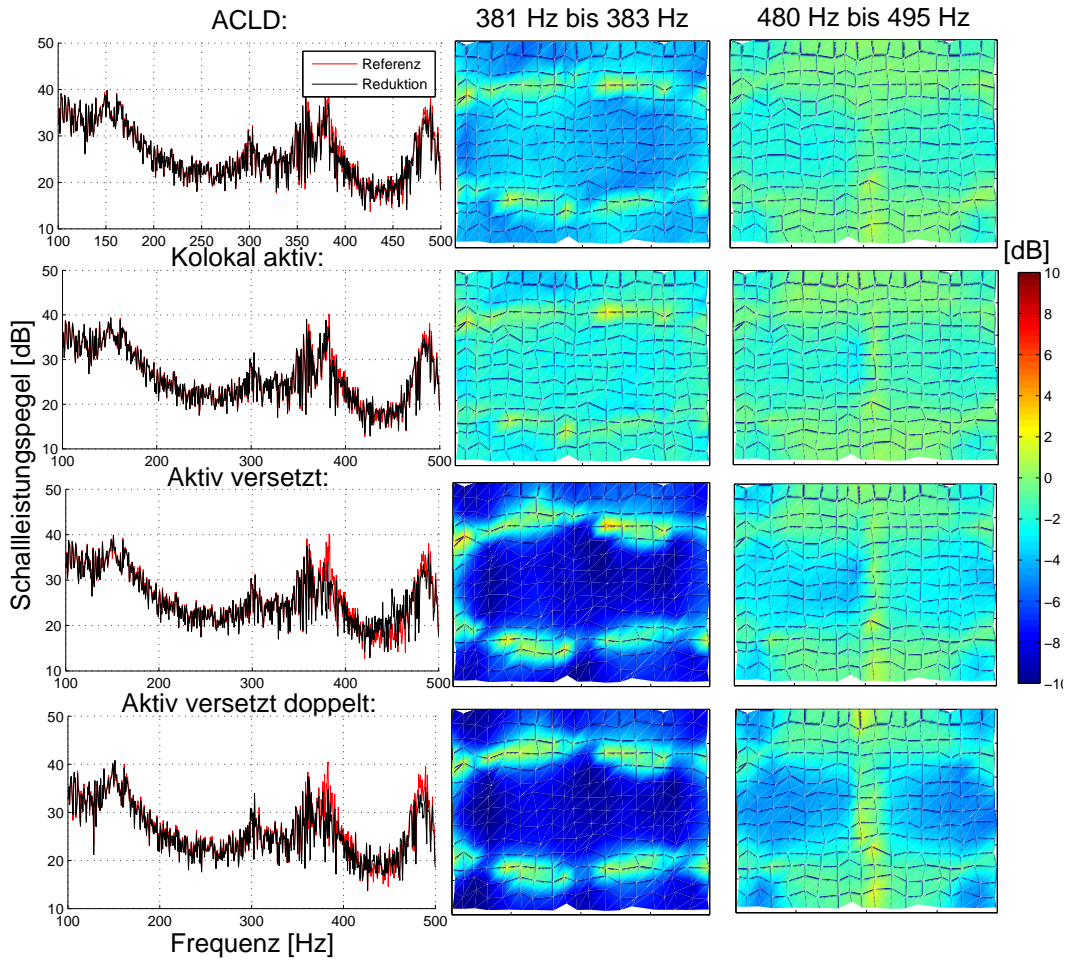


Abbildung 7.12.: Schallleistungspegelveränderungen auf Basis des Rayleigh-Integrals. Zudem wird die Veränderung der Oberflächenschnellepegel in den Bereichen der durch hybride und aktive Maßnahmen adressierten Frequenzbereiche (achte Eigenmode bei 382 Hz, neunte und zehnte Eigenmoden zwischen 480 Hz und 495 Hz) für alle vier Konfigurationen räumlich aufgelöst dargestellt. Speziell die aktiven Konfigurationen mit versetztem Sensor zeigen wirksame Schnellepegelreduktionen von bis zu 10 dB für die achte Eigenmode

7. Erprobung aktiver und hybrider Dämmmaßnahmen

Tabelle 7.2.: Reduktion der Fehlersensorsignalpegel, sowie Aussteuerung der Aktoren für die vier untersuchten Konfigurationen am Gridpaneel

Reduktion Signalpegel [dB]	ACLD	Kolokal aktiv	Aktiv versetzt	Aktiv versetzt doppelt
Sensor 1	6,9	7,5	1,8	3,4
Sensor 2	10,8	11	9,3	9,2
Sensor 3	10,1	8,1	1,6	7
Aussteuerung der Aktoren [Volt]				
Aktor 1	144	160	184	158
Aktor 2	30	36	164	162
Aktor 3	88	100	162	110

7.12 zeigt, dass unterhalb von 370 Hz keinerlei Reduktionen erzielt wurden und damit speziell Mode 7 bei 360 Hz nicht gedämpft werden konnte. Die hauptsächlich adressierte Mode 8 bei 382 Hz zeigt dafür teils deutliche Reduktionen. Während *ACLD* und *Kolokal aktiv* Schallleistungspegelreduktionen von bis zu 5 dB erzielen, konnten die Varianten *Aktiv versetzt* und *Aktiv versetzt doppelt* bis zu 12 dB Schallleistungspegelreduktion erreichen. In letzteren Fällen kann die Spitze im Schallleistungspegelspektrum der Mode 8 fast komplett ausgeglichen werden. Die Veränderung der Pegel der Oberflächenschnellen (mittlere Spalte von Abbildung 7.12) unterstreichen diese Beobachtung. So konnten für die kolokalen Varianten 2-4 dB Schnellepegelreduktion erzielt werden, während die Konfigurationen mit versetztem Sensor bis zu 10 dB Schnellepegelreduktion erreichten. Zudem zeigt sich, dass diese Schnellepegelreduktionen über das komplette Gridpaneel, und nicht nur in der räumlichen Nähe der Aktoren erzielt werden konnten. Dass im Bereich der beiden hellen, horizontalen Streifen keine Reduktionen zu erkennen sind ist schlüssig, da dort die Kontenlinien dieser Schwingform verlaufen (Vergleich Abbildung 4.2).

Im Bereich der neunten und zehnten Eigenfrequenz zeigen die kolokalen Konfigurationen eine leichte Reduktionen von 1-3 dB sowohl im Schallleistungspegelspektrum, als auch in den Oberflächenschnellepegeln. Die Konfigurationen mit versetzten Sensoren erzielten hier mit bis zu 5 dB für den einfachen Aktor und bis zu 8 dB mit dem doppelten Aktor nochmals wesentlich höhere Reduktionen im Schallleistungspegelspektrum. Betrachtet man die örtliche Verteilung der Oberflächenschnellepegelreduktion und vergleicht das Bild mit der neunten und zehnten Schwingungsform in Abbildung 4.2, so ist klar ersichtlich, dass speziell die zehnte Eigenform eine starke Dämpfung erfährt. Während die Konfiguration *Aktiv versetzt doppelt* kaum Vorteile im Bereich der achten Eigenfrequenz gegenüber der Variante mit einfachem Aktor (*Aktiv versetzt*) hat, zeigt sich, dass die zehnte Eigenfrequenz durch die doppelten Aktoren deutlich stärker gedämpft werden konnte. So wurde in dieser Konfiguration bis zu 5

7.4. Aktive Dämpfung des Gridpanels durch Steuerung

dB Oberflächenschnellenpegelreduktion erzielt, während der einfache Aktor nur um die 3 dB erreichen konnte (rechte Spalte von Abbildung 7.12).

Die Zusammenfassung des Schalleistungspegelspektrums in Terzbänder in Abbildung 7.11 untermauert diese Ergebnisse. In den fünf niedrigsten Terzbändern ist kein relevanter Einfluss der Maßnahmen zu erkennen. Im Terzband mit der Mittenfrequenz von 398 Hz zeigen die kolokalen Konfigurationen eine Schalleistungspegelreduktion von bis zu 1,5 dB, während die Versionen mit versetztem Sensor mehr als 2 dB Reduktion erreichen. Zwischen den Konfigurationen mit einem und doppeltem Aktor besteht in diesem Terzband kein Unterschied. Im höchsten Terzband erzielen die kolokalen Varianten, sowie die Konfiguration *Aktiv versetzt* zwischen 1 dB und 2 dB Schalleistungspegelreduktion, wohingegen die Konfiguration mit doppelten Aktoren bis zu 3 dB erzielen konnte. Betrachtet man nun die Auswirkung der aktiven Maßnahmen auf den Gesamtschalleistungspegel, so sind Reduktionen von 0,3 dB für die Konfiguration *Kolokal aktiv* bis zu 0,8 dB für *Aktiv versetzt doppelt* zu beobachten. Wird die Schalleistungspegelreduktion auf das Gewicht bezogen, ergeben sich in den höchsten beiden Terzbändern Reduktionen bis zu über 100 dB / kg. Die Konfiguration *Aktiv versetzt* erweist sich als besonders gewichtseffizient. Die Konfiguration *ACLD* erreicht in beiden Terzbändern über 60 dB / kg und ist damit ihrem rein aktivem Pendant *Kolokal aktiv* überlegen, welches nur 30 dB / kg bis 50 dB / kg erzielen konnte. Die Gesamtschalleistungspegelreduktion pro Kilogramm beträgt zwischen 15 dB / kg für die Variante *Kolokal aktiv* und 30 dB / kg für die Konfiguration *Aktiv versetzt*.

Die Vergleiche zeigen deutlich, dass die Konfigurationen *Aktiv versetzt* und *Aktiv versetzt doppelt* die besten Ergebnisse liefern konnten (siehe Abbildung 7.12). Beide Konfigurationen erzielen eine wesentlich geringere Reduktion im Fehlersensorsignalpegel aber eine deutlich höhere Aussteuerung der Aktoren. Dies ist schlüssig, da die Aktoren so durch einen größeren Anteil der Struktur hindurch agieren müssen, um den Sensor zu erreichen. Dadurch sind sie gezwungen, höhere Pegel zu generieren. Überraschend ist, dass Sensor 2 in beiden versetzten Konfigurationen dennoch Signalpegelreduktionen von über 9 dB aufweist. Werden beide Konfigurationen mit versetztem Sensor verglichen, zeigt sich, dass für die achte Eigenmode offensichtlich bereits ein Aktor die maximale Dämmwirkung ausschöpft. Die Oberflächenschnellen von Mode zehn lassen sich mit doppeltem Aktor jedoch zusätzlich deutlich stärker dämmen (8 dB gegenüber 5 dB). Dies zeigt sich auch sehr gut an den Fehlersensorreduktionen: Mode 10 hat im Bereich von Sensor 2 eine Knotenlinie und ist daher dort weder beobachtbar noch steuerbar, sodass dieser Sensor keine weitere Reduktion zeigen kann, und dort hauptsächlich die Mode 8 detektiert wird. Die Sensoren 1 und 3 detektieren zusätzlich die Mode zehn. Da Mode 8 bereits soweit wie möglich durch einen Aktor reduziert wurde, wird die zusätzliche Leistung des doppelten Aktors nun besonders für die Aktor-Sensor-Paare 1 und 3 zur Dämpfung von Mode zehn aufgewendet. Daher die zusätzlichen Reduktionen im Fehlersignal den Sensoren 1 und 3.

Die kolokalen Konfigurationen *ACLD* und *Kolokal aktiv* zeigen sowohl im Schalleistungspegel, als auch in den Oberflächenschnellepegel von Mode 8 und 10 schwächere

7. Erprobung aktiver und hybrider Dämmmaßnahmen

Ergebnisse. Die Ursache hierfür liegt hauptsächlich in der mangelhaften Aussteuerung der Aktoren 2 und 3. Beide Konfigurationen zeigen hohe Signalpegelreduktionen von über 10 dB in den Fehlersensoren, bei nur geringer Aktoraussteuerung von 15-50 %. Durch die kolokale Anordnung haben die Aktoren einen sehr direkten Einfluss auf die Sensoren. Vergleicht man die kolokalen Varianten *ACLD* und *Kolokal aktiv* untereinander, so ist auffällig, dass *ACLD* bessere Ergebnisse erzielt, obwohl die Fehlersensoren ähnliche Reduktionen gezeigt haben und die Aktoren für die Variante *Kolokal aktiv* sogar etwas weiter ausgesteuert waren. Der Grundgedanke von *ACLD* eine Schicht aus viskoelastischen Material zwischen Struktur und Aktor einzubetten, scheint somit grundsätzlich Potential zu besitzen.

Die erzielten Gesamtpegelreduktionen von weniger als 1 dB sind für alle Varianten sehr gering. Auch Reduktionen von ca. 3 dB in den höchsten beiden Terzbändern sind nicht ausreichend und nur am Rande der Wahrnehmungsschwelle des menschlichen Gehörs. Bezieht man diese nun jedoch auf das dafür aufgewendete Gewicht unter Vernachlässigung der Leistungselektronik, können sehr hohe Gewichtseffizienzen erreicht werden. Zudem konnte der speziell angesprochene Bereich um die achte Eigenfrequenz bei 382 Hz der Schallleistungspegel um bis zu 12 dB und die Oberflächenschnellepegel um bis zu 10 dB reduziert werden. Eine Schallleistungspegelreduktion dieser Größenordnung ist deutlich wahrnehmbar und stellt einen deutlichen Komfortgewinn dar. Kolokale Anordnungen können in den hier getesteten Konfigurationen nicht überzeugen, da sie das Potential der Aktoren nicht ausschöpfen. Ein Versatz von Aktoren und Sensoren kann dieses Problem lösen. Im Bezug auf die hauptsächlich adressierte Mode 8, schöpft ein Aktor das Potential für diese Anordnung bereits voll aus. Die Konfiguration *Aktiv versetzt doppelt* ist dafür in der Lage Mode 10 zusätzlich stärker zu dämpfen, als mit nur einem Aktor.

7.5. Aktive Dämpfung durch Proportional- und Differentialregelungen

In einem nächsten Schritt wurde die Steuerung durch eine Regelung ersetzt, um die Kausalitätsprobleme einer realen Steuerung zu umgehen. Hierfür wurde die kolokale Konfiguration *ACLD* erprobt. Die drei Aktor-Sensor-Paare wurden als getrennte Regelkreise behandelt und die Verstärkungen einzeln eingestellt. Für die analoge Differentiation wurde ein Hochpassfilter unterhalb seiner Grenzfrequenz verwendet. Anhang A.2 zeigt das verwendete SIMULINK-Modell sowie Anhang A.3 die Auslegung des Hochpassfilters. Essenziell für eine Proportional- (P-Regelung), bzw. Differentialregelung (D-Regelung) ist, dass möglichst genau 180 °, bzw. 90 ° Phasendifferenz zwischen Aktor und Sensorsignal eingestellt werden, um eine wirksame Proportional- bzw. Differenzialregelung einzustellen. Kleinere Abweichungen senken die Effektivität der Regelung, große Abweichung destabilisieren die Regelung jedoch bis zur Instabilität. Hierbei gilt es zu berücksichtigen, dass sowohl das Tiefpassfilter, als auch die Signalverarbeitung im SIMULINK-Modell eine lineare Phase in das System induziert. Abbildung 7.13 zeigt die gemessenen Phasen für eine Abtastfrequenz

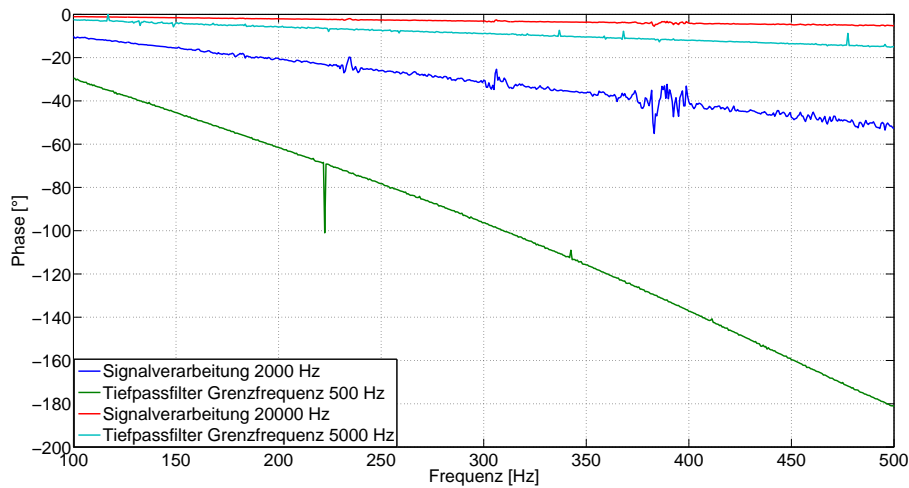


Abbildung 7.13.: Phasenverzögerungen durch das Tiefpassfilter und die Signalverarbeitung

von $f_s = 2000$ Hz bzw. $f_s = 20000$ Hz, sowie Grenzfrequenzen des Tiefpassfilters von $f_G = 500$ Hz bzw. $f_G = 5000$ Hz. Es ist deutlich zu sehen, dass mit den niedrigeren Einstellungen für Abtast- und Grenzfrequenz keine weitgehend konstante Phase für den Frequenzbereich zwischen 100 Hz und 500 Hz einstellbar ist. Aus diesem Grund werden beide Frequenzen bis auf das maximal Mögliche erhöht um die Phasenabweichung so gering wie möglich zu halten. Eine Abtastfrequenz von $f_s = 20000$ Hz stellt ungefähr die Grenze der Rechenlast dar, die der Messrechner bewältigen kann, die Grenzfrequenz von $f_g = 5000$ Hz das Maximum des Tiefpassfilters. Kombiniert ergeben diese eine maximale Phasenverzögerung von ca. 24° für die größte relevante Frequenz von 500 Hz. Dies lässt dort eine verminderte Effizienz erwarten, ist jedoch deutlich vom stabilitätskritischen Wert von 90° entfernt.

Dennoch lässt sich mit diesem Aufbau kein stabiler Regelkreis aufbauen. Es zeigt sich, dass die Piezokeramiksensoren hohe hochfrequente Rauschpegel generieren. Ist es nicht möglich diese effektiv durch einen Tiefpassfilter zu unterdrücken, destabilisieren diese den Regelkreis. Die Tatsache, dass Piezokeramiken im höherfrequenten Bereich besonders sensitiv sind, erschwert die Stabilisierung des Regelkreises zusätzlich. Reduziert man die Grenzfrequenz des Tiefpassfilters in einem Ausmaß, dass das hochfrequente Rauschen unterdrückt wird, ist die Phasenverzögerung zu hoch, um im relevanten Frequenzbereich eine akzeptable Phasenlage zu ermitteln. In der Folge wurde die Regelstrecke vermessen und durch Zusatz eines Kompensators zu stabilisieren versucht. Durch Hinzufügen von Pol- und Nullstellen im Wurzelortsplot wurde dieser ausgelegt. Es konnte jedoch auch hiermit keine stabile Lösung gefunden werden. Als Konsequenz wurde entschieden, die TBL-Anregung zu deaktivieren und durch eine tonale Anregung bei 380 Hz zu ersetzen, da dies sehr nahe an der als Dämpfungsziel ausgewählten achten Eigenform (382 Hz) liegt. Für die Störanregung

7. Erprobung aktiver und hybrider Dämmmaßnahmen

Tabelle 7.3.: Reduktion der Fehlersensorsignalpegel, Aussteuerung der Aktoren, sowie Signalreduktion bei 380 Hz für P- und D-Regelung der ACLD Konfiguration

Reduktion Sensorsignalpegel bei 380 Hz [dB]	P-Regelung	D-Regelung
Sensor 1	7,2	7,8
Sensor 2	7,2	7,4
Sensor 3	1,3	6,9
Aussteuerung der Aktoren [Volt]		
Aktor 1	60	30
Aktor 2	50	24
Aktor 3	100	100
Schallleistungspegelreduktion bei 380 Hz [dB]	1,4	-0,3
Schallleistungspegelreduktion bei 380 Hz [dB / kg]	66,5	-14,3

wurde nur ein Inertial-Erreger der rückseitigen Matrix verwendet (jener in der unteren linken Ecke in Abbildung 5.1).

Durch die nun tonale, schmalbandige Anregung konnte das Tiefpassfilter wieder mit einer Grenzfrequenz von $f_G = 500$ Hz installiert, das analoge Hochpassfilter zur Differentiation, sowie der Kompensator entfernt und durch manuelle Verzögerung die Phase mit einer Periode Verzögerung auf die angestrebten 180° (540°) bzw. 90° (450°) eingestellt werden. Auch hier wurden sowohl für den Referenzzustand als auch mit eingeschalteter Regelung LSV Messungen durchgeführt und mittels Rayleigh-Integral der Schallleistungspegel errechnet und die Ergebnisse verglichen. Für den geregelten Zustand wurde im Vorfeld der Messung für jedes Aktor-Sensor-Paar einzeln der Verstärkungsfaktor soweit wie möglich erhöht, ohne dass das System instabil wurde, und dieser Zustand für die Dauer der Messung erhalten.

Tabelle 7.3 zeigt die so gewonnenen Schallleistungspegelreduktionen bei 380 Hz, die Signalpegelreduktion der Fehlersensoren, sowie die Aussteuerung der Aktoren für P- und D-Regelung. Abbildung 7.14 beleuchtet die damit einhergehende räumliche Verteilung der Oberflächenschnellepegelveränderungen.

Für beide Regelungsarten konnten die Signalpegel der Fehlersensoren bei 380 Hz um ca. 7 dB reduziert werden. Einzig Sensor 3 konnte bei der P-Regelung nur eine Reduktion von 1,3 dB erzielen. Die Aktoren zeigen mit einer Spannung zwischen 24 V und 100 V eine Aussteuerung zwischen 12 % und 50 %. Dies führt schließlich zu einer Schallleistungspegelreduktion von 1,4 dB für die P-Regelung und überraschenderweise einer Schallleistungspegelzunahme von 0,3 dB für die D-Regelung. Dies entspricht einer Gewichtseffizienz von 88,5 dB / kg bzw. -14,3 dB / kg. Äquivalent erzielt die P-Regelung leichte Oberflächenschnellereduktionen von ca. 2,5 dB, während die D-Regelung eine Zunahme von ca. 0,7 dB verursacht.

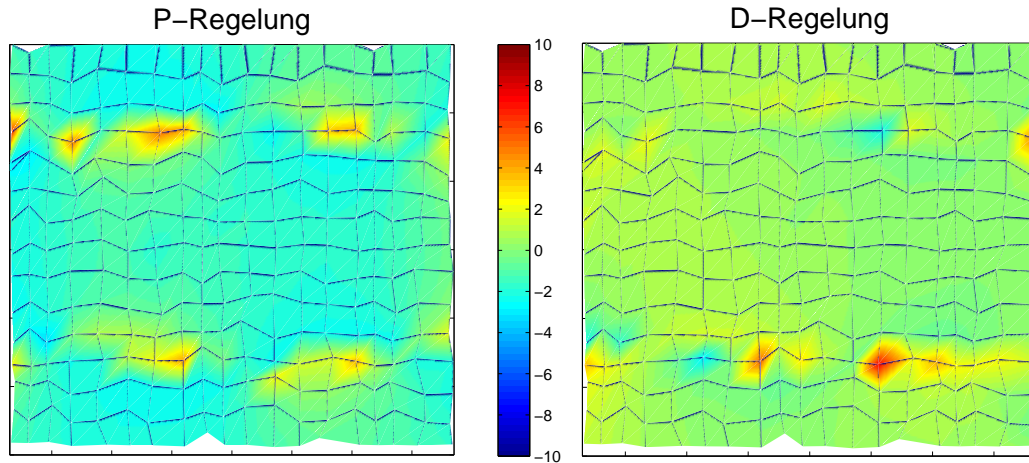


Abbildung 7.14.: Veränderung der Oberflächenschnellepegel für P-Regelung und D-Regelung

Durch die kolokale Anordnung von von Aktor und Sensor können hier die Aktoren für beide Regelungstypen trotz verhältnismäßig geringer Aussteuerung deutliche Reduktionen in den Fehlersignalen erwirken. Gemessen an dieser geringen Aussteuerung erzielt die P-Regelung immerhin eine Reduktion von 1,4 dB. Interessanterweise kann die D-Regelung, trotz Reduktionen in den Fehlersignalen, keine Reduktion erzielen, sondern erhöht die Schalleistungspegel sogar um 0,3 dB. Auch die Veränderung der Oberflächenschnellepegel zeigt, dass die P-Regelung einen gewissen Dämpfungseffekt besitzt, die D-Regelung jedoch wirkungslos, bzw. sogar kontraproduktiv ist.

Basierend auf diesen Ergebnissen muss geschlussfolgert werden, dass die D-Regelung in dieser Umsetzungsform nicht zielführend ist und keinen aktiven Dämpfungseffekt aufweist. Die P-Regelung zeigt eine prinzipielle Wirksamkeit, der maximal mögliche Verstärkungsfaktor und die damit einhergehende Aussteuerung der Aktoren ist jedoch gering. Die erzielten 1,4 dB Reduktion befinden sich deutlich unter der Hörschwelle des Menschen und versprechen somit keine wirksam Lärmreduktion in der praktischen Anwendung. Auch hier zeigt sich wieder die Problematik der hohen Rauschpegel der Piezokeramiken. Bei höheren Verstärkungsfaktoren wird das System nicht im Bereich um 380 Hz instabil, sondern in anderen, höheren Frequenzbereichen, in welchem durch den gewählten Versuchsaufbau die Phasenlage ungünstig ist.

8. Fazit und Ausblick

Ein aus Aluminium hergestelltes Gridpaneel, welches einem Flugzeugrumpfsegment nachempfunden ist, wurde in einem Versuchsstand im Akustischen Transmissionsprüfstand Braunschweig (ATB) des DLR im Frequenzbereich von 0-500 Hz zu Schwingungen angeregt und die damit verbundene Schallabstrahlung, sowie deren Dämpfung untersucht. Die Charakteristik der Anregung wurde der Strömungsanregung durch die turbulente Grenzschicht (TBL) am Rumpf eines Flugzeugs im Reiseflug nachempfunden. Für das so angeregte Gridpaneel wurden aktive, passive und aktiv-passiv-hybride Dämmmaßnahmen zur Reduktion der Schallabstrahlung ins gedachte Innere des Flugzeugs evaluiert. Insgesamt wurden vier passive und vier aktive / aktiv-passiv-hybride Konfigurationen untersucht.

In einem ersten Schritt wurde der bestehende Versuchsaufbau zur TBL-Synthese dahingehend modifiziert, dass die von sechs Lautsprechern erzeugte Anregung durch eine Matrix aus zwölf Inertial-Erregern ersetzt wurde. Dadurch konnten bestehende Steuerungs- und Fremdschallprobleme wirksam beseitigt werden. In diesem neuen Versuchsaufbau konnten nun die abgestrahlten Schallleistungspegel sowohl durch Schallintensitätsmessungen, als auch durch Oberflächenschnellemessungen unter Anwendung des Rayleigh-Integrals bestimmt werden.

In diesem Versuchsaufbau konnte als wirksamste passive Dämmmaßnahme die Applikation von zwei Lagen Viesstoff im Frequenzbereich von 370-500 Hz eine Schallleistungspegelreduktion in der Größenordnung von 2,5 dB erzielen. Dies entspricht einer Schallleistungspegelreduktion von 20 dB / kg. Die übrigen passiven Maßnahmen durch Basotec G+ Schaum und *Constrained Layer Damping* (CLD) sind dem Vlies deutlich unterlegen. Speziell durch die Anwendung von CLD hat sich die siebte Mode sogar deutlich verstärkt und unter Berücksichtigung der Gewichtseffizienz ist CLD um eine Größenordnung schlechter als die übrigen passiven Dämmmaßnahmen. Da CLD durch sein großes Eigengewicht zudem die Dynamik der Struktur deutlich verändert hat, kann nicht endgültig beantwortet werden, ob dieser Zustand mit dem Referenzzustand zu vergleichen ist und somit noch eine valide TBL-Anregung vorliegt.

Als aktive und aktiv-passiv-hybride Maßnahmen wurden drei Aktor-Sensor-Paare auf zentrale Bereiche der vertikalen Streben appliziert um dort die achte Mode bei 382 Hz mit den größten Schallleistungspegeln bestmöglich beobachten und steuern zu können. Die Aktor-Sensor-Paare wurden in vier verschiedenen Konfigurationen erprobt, unter anderem eine kolokale Konfiguration mit viskoelastischem Material (VEM) zwischen Aktor und Rippe, die in der Literatur als sogenanntes *Active Constrained Layer Damping* (ACL D) als aktiv-passiv-hybride Maßnahme große Aufmerksamkeit erregt hat. Für alle aktiven und aktiv-passiv-hybriden Konfigurationen wurde zunächst eine

Steuerung mittels adaptivem Filter und FXLMS Algorithmus verwendet, bei dem die Anregungssignale der TBL-Anregung direkt als Referenzsignale verwendet wurden. In einem zweiten Schritt wurde die Steuerung durch eine P- und D-Regelung (direkte Geschwindigkeitsrückführung) ersetzt.

Die besten Ergebnisse wurden durch Konfigurationen erzielt, bei denen Aktoren und Sensoren auf versetzte vertikale Streben appliziert wurden. So konnten unter Anwendung der Steuerung Schallleistungspegelreduktionen von 2-3 dB zwischen 370 Hz und 500 Hz erzielt werden. Berücksichtigt man nur die Massen der Piezokeramiken und des viskoleastischen Materials entspricht dies einer Schallleistungspegelreduktion von bis zu 100 dB / kg. Für die achte Mode mit dem größten Schallleistungspegel bei 382 Hz konnten so sogar Schallleistungs- und Schnellepegelreduktionen >10 dB erzielt werden. Während ein Aktor je Aktor-Sensor-Paar für diese Mode das volle Dämpfungspotential ausschöpfen konnte, wurde im Bereich der neunten und zehnten Mode zwischen 480 Hz und 495 Hz die Schallleistungspegelreduktion durch Verdoppelung der Aktorleistung von 5 dB auf 8 dB gesteigert.

Kolokale Konfigurationen mit Aktor und Sensor auf der selben Rippe erreichten nur 1-2 dB Reduktion im Schallleistungspegel zwischen 370 Hz und 500 Hz. Auch im Bereich der achten, neunten und zehnten Mode waren die Schallleistungs- und Schnellepegelreduktionen mit 1-4 dB deutlich geringer. Hauptursache für die schlechtere Wirksamkeit ist die wesentlich geringere Aussteuerung der Aktoren. Dies ist darin begründet, dass durch die direkte Einwirkung der Aktoren auf die Sensoren in der kolokalen Anordnung die Sensorsignale mit verhältnismäßig geringer Ansteuerung beruhigt werden können, ohne dabei die Gesamtstruktur in einem vergleichbaren Maße zu beruhigen.

ACL D hat in dieser Arbeit gezeigt, dass es einer vergleichbaren, rein aktiven Konfiguration ohne VEM überlegen ist. So konnten trotz geringerer Aussteuerung der Aktoren größere Schallleistungspegelreduktionen erzielt werden. Der Versuchsaufbau hat aber auch bestätigt, dass ACL D für kleinflächige Anwendungen, wie sie auf der Oberfläche der Rippen gegeben ist, nicht effizient ist, da dieser Dissipationsmechanismus dem System so nur geringe Energien entziehen kann. Am Gridpaneel sind die Rippen für die Verwendung von nicht-kolokalen Anordnungen gut geeignet, da die Aktoren von dort die komplette Struktur beeinflussen können und so globale Oberflächenschnellepegelreduktionen erreichen.

Die Anwendung von Proportional- und Differentialregelungen ist in dieser Arbeit nur mit großen Einschränkungen gelungen. Die hohen Rauschpegel der piezokeramischen Sensoren führen bereits für sehr geringe Verstärkungen zu Instabilitäten. Um bessere Ergebnisse zu erzielen, muss dort zunächst ein Verstärkungskonzept entwickelt werden, welches deutlich höhere Signal-Rausch-Verhältnisse ermöglicht. Auf den Frequenzbereich der achten Eigenfrequenz eingeschränkt, konnte die P-Regelung aufzeigen, dass eine solche Anwendung prinzipiell wirksam ist. Die D-Regelung als Umsetzung der direkten Geschwindigkeitsrückführung konnte keinerlei Schallleistungspegelreduktionen erzielen, ohne dass eine Ursache hierfür ermittelt werden konnte.

8. Fazit und Ausblick

Im Vergleich zwischen passiven und aktiven / aktiv-passiv hybriden Maßnahmen fällt zunächst auf, dass keine der Maßnahmen bis 370 Hz wirksame Reduktionen erzielen konnte. Im Frequenzbereich zwischen 370 Hz und 500 Hz können aktive Maßnahmen eine deutlich höhere Gewichtseffizienz aufweisen als passive. Es gilt jedoch zu berücksichtigen, dass dafür dauerhaft Rechenleistung und Leistungselektronik zur Verfügung gestellt werden muss, deren Gewicht in dieser Rechnung nicht berücksichtigt wurde. Zudem erfordert das aktive System detaillierte Kenntnis der Strukturdynamik der zu dämpfenden Struktur. Auf Grund des geringen Ausmaßes der Schallleistungspegelreduktionen aller Dämmmaßnahmen von maximal 2,5 dB kann keine der Maßnahmen direkt eine wahrnehmbare Komforterhöhung für Passagiere in einem Flugzeug schaffen.

Diese Arbeit zeigt jedoch auf, wie ein erfolgversprechender Ansatz für die Gestaltung der Aktorik aussehen könnte. Die Versuche haben gezeigt, dass die Rippen sich hervorragend zur Positionierung von Aktoren eignen, da von dort globale Schwingungsreduktionen in die komplette Struktur eingeleitet werden können. Um größere Schnellepegelreduktionen zu erwirken, könnten einzelne Lagen der Rippen in einer Kohlefaserstruktur durch Piezokeramiken ersetzt werden. Durch eine solche Einarbeitung direkt ins Bauteil kann eine noch effizientere Einkopplung erzielt werden, als durch applizierte Aufbauten. Zudem könnte eine solche Lage über die gesamte Länge der Struktur eingearbeitet werden und damit wesentlich größeren Einfluss auf die Gesamtstruktur haben als die hier applizierten kleinflächigen Aktoren. Ein sinnvolles Vorgehen wäre hier, mittels FEM-Analysen vorab die dynamischen Eigenschaften der Struktur zu ermitteln und so die räumlichen Maxima der Dehnungsenergien der für die Schallabstrahlung sensibelsten Eigenmoden zu lokalisieren. Auf dieser Basis kann dann ausgewählt werden, an welchen Stellen die Einarbeitung der Piezokeramiken die größte Strukturdämpfung verspricht.

Wie Sensorik und Steuerung / Regelung dieses Systems bestmöglich gestaltet werden können, sollte in einer weiteren Untersuchung zuvor unter Berücksichtigung komplexerer Regelansätze und wirkungsvoller Rauschunterdrückungsmechanismen getestet werden. Es könnte hierfür auch zielführend sein, die Piezokeramik als Sensor durch einen wesentlich weniger rauschanfälligen Beschleunigungssensor zu ersetzen. Dieser könnte an einer senkrecht zum Aktor angeordneten Querstrebe in unmittelbarer Nähe appliziert werden, da das dortige Querbeschleunigungssignal zweifach integriert in Phase und Amplitude der Längsdehnung des benachbarten Piezoaktor ähneln sollte und so ebenfalls ein brauchbares pseudo-kolokales Ausgangssignal für eine Regelung bereitstellen könnte. Gelänge ein solcher Ansatz, könnten die Schwierigkeiten mit den hohen Rauschpegel der Piezosensoren gänzlich umgangen werden.

Literaturverzeichnis

- [1] ALLEMANG, R. The Modal Assurance Criterion (MAC): Twenty Years of Use and Abuse. *Sound and Vibration* 37, 8 (2003), 14–23.
- [2] ASSAF, S., GUERICH, M., AND CUVELIER, P. Vibration and Damping Analysis of Plates with Partially Covered Damping Layers. *Acta Acustica united with Acustica* 97 (2011), 553–568.
- [3] AZVINE, B., TOMLINSON, G. R., AND WYNNE, R. J. Use of active constrained-layer damping for controlling resonant vibration. *Smart Materials and Structures* 4, 1 (1995), 1–6.
- [4] BAZ, A., AND RO, J. Performance Characteristics of Active Constrained Layer Damping. *Shock and Vibration* 2, 1 (1994), 33–42.
- [5] BAZ, A., AND RO, J. Vibration control of plates with active constrained layer damping. *Smart Materials and Structures* 5, 3 (1996), 272–280.
- [6] BRAVO, T., AND MAURY, C. The reproduction of the response of an aircraft panel to turbulent boundary layer excitations in laboratory conditions. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 129.1 (2011), 143–153.
- [7] BURAGOHAIN, M., AND VELMURUGAN, R. Study of filament wound grid-stiffened composite cylindrical structures. *Composite Structures* 93, 2 (2011), 1031 – 1038.
- [8] CORCOS, G. M. Resolution of Pressure in Turbulence. *The Journal of the Acoustical Society of America* 35, 2 (1963), 192–199.
- [9] FAN, H., MENG, F., AND YANG, W. Sandwich panels with Kagome lattice cores reinforced by carbon fibers. *Composite Structures* 81, 4 (2007), 533–539.
- [10] FEI, J. Active Vibration Control of Flexible Steel Cantilever Beam Using Piezoelectric Actuators. In *Proceedings of the Thirty-Seventh Southeastern Symposium on System Theory* (2005), IEEE, Ed., IEEE.
- [11] GENTRY, C. A., GUIGOU, C., AND FULLER, C. R. Smart foam for applications in passive-active noise radiation control. *The Journal of the Acoustical Society of America* 101, 4 (1997), 1771–1778.
- [12] Grafik FIR-Filter: FIR-Filter im CPLD, 2013. <http://www.all-electronics.de/fir-filter-im-cpld/>; Zugriff am 20. Oktober 2017.

- [13] Grafik Gitterstruktur: Sator Aerospace Company. <http://www.satorsrl.it/grid-structures/>; Zugriff am 17. Oktober 2017.
- [14] Grafik Piezokeramik: PI Ceramic. <https://www.piceramic.de/de/produkte/piezokeramische-aktoren/flaechenwandler/p-876-duraact-flaechenwandler-101790/>; Zugriff am 30. Oktober 2017.
- [15] GUIGOU, C., AND FULLER, C. Control of Aircraft Interior Broadband Noise with Foam-PVDF Smart Skin. *Journal of Sound and Vibration* 220, 3 (1999), 541 – 557.
- [16] GUIGOU, C., AND FULLER, C. R. Adaptive feedforward and feedback methods for active/passive sound radiation control using smart foam. *The Journal of the Acoustical Society of America* 104, 1 (1998), 226–231.
- [17] HU, N., AND MISOL, M. Effects of riblet surfaces on boundary-layer-induced surface pressure fluctuations and surface vibration. In *DAGA 2015* (2015).
- [18] HUANG, F., SEMBA, T., IMAINO, W., AND LEE, F. Active Damping in HDD Actuator. *IEEE Transactions on Magnetics* 37, 2 (2001), 847–849.
- [19] KUO, S., AND MORGAN, D. *Active Noise Control System - Algorithms and DSP Implementations*. Wiley Interscience, New York, 1996.
- [20] LAM, M. J., INMAN, D. J., AND SAUNDERS, W. R. Variations of hybrid damping. In *Smart Structures and Materials 1998: Passive Damping and Isolation* (1998), L. P. Davis, Ed., SPIE.
- [21] LIAO, W., AND WANG, K. A new active constrained layer configuration with enhanced boundary actions. *Smart Materials and Structures* 5, 5 (1996), 638–648.
- [22] MONNER, H. Vibroakustik. *Vorlesung an der Otto von Guericke Universität Magdeburg* (2016).
- [23] MÖSER, M. *Technische Akustik*, 6 ed. Springer, Heidelberg, 2007.
- [24] M. TRINDADE, AND BENJEDDOU, A. Hybrid Active-Passive Damping Treatments Using Viscoelastic and Piezoelectric Materials: Review and Assessment. *Modal Analysis* 8, 6 (2002), 699–745.
- [25] NORI, M. Grafik Gitterstruktur: Trihexagonal tiling. https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Kagome_lattice_blue.svg; Zugriff am 17. Oktober 2017.
- [26] NYQUIST, H. Certain topics in telegraph transmission theory. *Proceedings of the IEEE* 90, 2 (2002), 280–305.
- [27] PARK, C., AND BAZ, A. Vibration Control of Bending Modes of Plates Using Active Constrained Layer Damping. *Journal of Sound and Vibration* 227, 4 (1999), 711 – 734.

- [28] PLUMP, J., AND HUBBARD, J. Modelling of an active constrained layer damper. In *12th International Congress on Acoustics* (Toronto, Canada, 1986), paper D41.
- [29] POH, S., BAZ, A., AND BALACHANDRAN, B. Experimental adaptive control of sound radiation from a panel into an acoustic cavity using active constrained layer damping. *Smart Materials and Structures* 5, 5 (1996), 649–659.
- [30] PREUMONT, A. *Vibration Control of Active Structures An Introduction*, vol. 96. Springer, New York, 2002.
- [31] RO, J., AND BAZ, A. Optimum Placement and Control of Active Constrained Layer Damping using Modal Strain Energy Approach. *Modal Analysis* 8, 6 (2002), 861–876.
- [32] ROTHE, S. Einfluss unterschiedlicher Dämpfungsverteilung auf die Schallabstrahlcharakteristik von Platten. Master’s thesis, Otto von Guericke Universität Magdeburg, 2015.
- [33] STANWAY, R., RONGONG, J. A., AND SIMS, N. D. Active constrained-layer damping: A state-of-the-art review. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering* 217, 6 (2003), 437–456.
- [34] Technische Daten CLD: Damping Foil 2552, 2012. <http://multimedia.3m.com/mws/media/963880/3mtm-damping-foil-2552.pdf>; Zugriff am 24. Oktober 2017.
- [35] Technische Daten Intertial-Erreger: Daytonaudio. http://www.daytonaudio.com/specs/specsheet_e.php?prod=295-214; Zugriff am 30. Oktober 2017.
- [36] Technische Daten PVDF Sensor: TE Connectivity. http://www.te.com/commerce/DocumentDelivery/DDEController?Action=showdoc&DocId=Data+Sheet%7FLDT_with_Riveted_Leads%7FA1%7Fpdf%7FEnglish%7FENG_DS_LDT_with_Riveted_Leads_A1.pdf%7FCAT-PFS0007; Zugriff am 16. November 2017.
- [37] Technische Daten VEM: *Viscoelastic Damping Polymers, 110- 112- 130-*. 3M, 1999.
- [38] TITZE, M. Analyse und Beeinflussung der Schallabstrahlung von gitterversteiften Paneelen. Master’s thesis, Technische Universität Braunschweig, 2017.
- [39] VASILIEV, V., RAZIN, A., AND NIKITYUK, V. Development of geodesic composite fuselage structure. *International Review of Aerospace Engineering* 7 (2014), 61–68.
- [40] WALLACE, C. E. Radiation Resistance of a Rectangular Panel. *The Journal of the Acoustical Society of America* 51, 3B (1970), 946–952.

Literaturverzeichnis

- [41] YELLIN, J. M., AND SHEN, I. Y. A self-sensing active constrained layer damping treatment for a Euler - Bernoulli beam. *Smart Materials and Structures* 5, 5 (1996), 628–637.

A. Anhang

A.1. Erläuterungen zur Steuerung und des genutzten SIMULINK-Modells

Sämtliche Steuerungsexperimente wurden mit dem nachfolgend vorgestellten Modell durchgeführt. Alle analogen Eingangssignale wurden entsprechend der Abtastfrequenz f_s abgetastet und in diesen Zeitschritten intern weiterverarbeitet. Die Ausgänge wandeln die digitalen Signale durch einen Zero-Order-Hold zurück in ein analoges Signal. Auf diese Weise entstehen nicht differenzierbare Stellen (*Treppchen*) mit der Frequenz f_s im Signal, die durch ein nachgeschaltetes Tiefpassfilter beseitigt wurden. Speziell wenn die Ausgangssignale einen Aktor mit Hochpasscharakter (z.B. piezoelektrische Materialien) ansteuern, ist dies unbedingt erforderlich. In einem ersten Schritt wurden die Sekundärstrecken identifiziert und als Zustandsraummodell hinterlegt. Für sämtliche durchgeführten Versuche konnten 100 Zustände die Sekundärstrecke ausreichend genau beschreiben.

Abbildung A.1 zeigt das Blockschaltbild des genutzten SIMULINK-Modells. Der rot umrandete Bereich bildet hierbei den Kern der eigentlichen Steuerung. Dem Block des adaptiven Filters *LMS Adaptive Filter* werden hier, wie in Abschnitt 2.6 ausführlich erläutert, das ungefilterte Referenzsignal x , das durch die Sekundärstrecke gefilterte Signal x' , sowie das Fehlersignal e zugeführt. Die Dimensionalität der Referenz richtet sich nach der Anzahl der Störquellen, jene von e nach der Anzahl der Sensoren, die des Ausgangs nach der Anzahl der Aktoren. Im Rahmen der ACLD Vorversuche wurde mit einer Störquelle, einem Sensor und einem Aktor gearbeitet (SISO-System). Entsprechend waren sämtliche Signale eindimensional. Das Filter passt nun die Filterkoeffizienten mittels des FXLMS Algorithmus an, um das Fehlersignal e zu minimieren. Da die Störung extern erzeugt wurde, muss diese separat als Referenzsignal eingelesen werden (der gelbe Kasten in Abbildung A.1). Diese Referenz muss nun durch die Sekundärstrecke zwischen Aktor und Sensor gefiltert werden (x'). Das Filter approximiert nun die Strecke zwischen Referenz und Fehlersensor unter Berücksichtigung der Sekundärstrecke durch Adaption der Filterkoeffizienten mit dem FXLMS-Algorithmus. In diesem Fall wurde mit 500 Koeffizienten gearbeitet.

Für den MIMO Fall mit drei Aktoren, drei Sensoren und zwölf Referenzsignalen stellt sich folgende Situation dar: Der Eingang für das Referenzsignal x ist zwölfdimensional. Das Filter approximiert alle unbekannten Strecken zwischen Referenzsignalen und Fehlersignalen, in diesem Fall sind dies $12 \times 3 = 36$ Primärstrecken. Zur Filterung des Referenzsignals müssen die Strecken von jedem Aktor zu jedem Sensor gemessen

A. Anhang

werden. Dies sind $3 \times 3 = 9$ Sekundärstrecken. Filtert man nun alle 12 Referenzsignale durch diese 9 Sekundärstreckenschätzungen, ergibt sich als Eingang für x' ein $9 \times 12 = 108$ dimensionales System. Mit der für die MIMO Versuche eingestellten Filterlänge von 90 Koeffizienten, ergibt sich eine zu optimierende Gesamtkoeffizientenanzahl von $3 \times 12 \times 90 = 3240$.

Als Referenzen dienen hier die, wie in Abschnitt 2.4 ausgeführt, zwölf Zeitsignale der Inertial-Erreger Matrix der TBL-Anregung, siehe die blaue Umrandung in Abbildung A.1. Diese Signale werden als Vektoren in MATLAB eingelesen. Die zwölf Signale werden einerseits als Referenz zum Filter geführt, sowie andererseits mit einer Verzögerung von zehn Zeitschritten (die Blöcke mit der Beschriftung *delay* und *delay1*) an die Ausgänge und weiter zu den Inertial-Erregern geführt. Diese Verzögerung soll die Rechen- und Signalausbreitungszeit der Steuerung kompensieren und damit deren Effizienz erhöhen.

Zudem wird noch ein dreizehntes Signal generiert, welches nur am Anfang des periodischen Zeitsignals eine positive Flanke generiert. Dieses Signal wird dem LSV zugeführt und dient als Startpunkt für jede Messung. So kann sichergestellt werden, dass sämtliche Messpunkte eine identische Phasenlage haben.

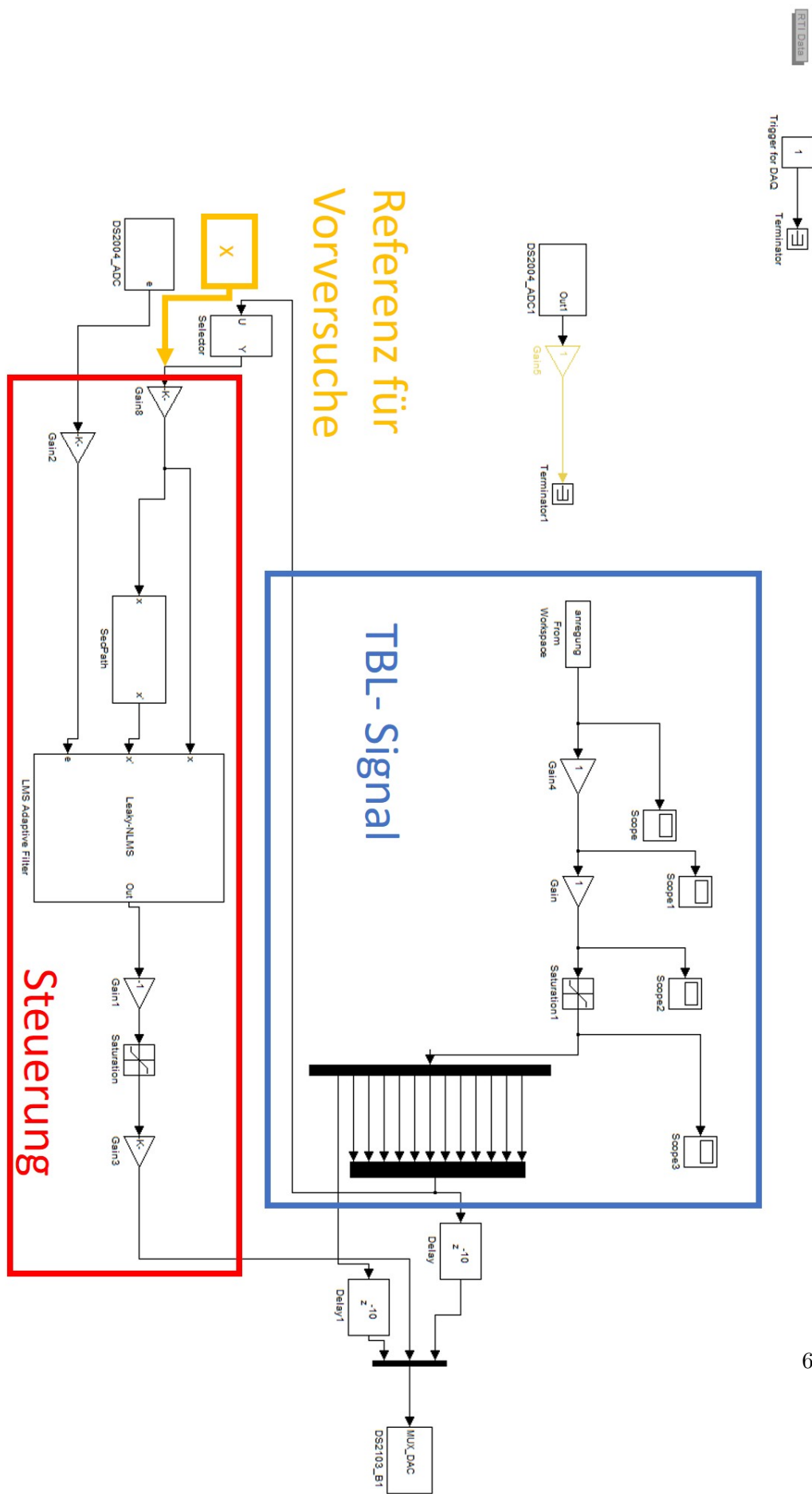


Abbildung A.1.: Steuerung: Blockschaltbild

A.2. Erläuterungen zur Regelung und des genutzten SIMULINK-Modells

In diesem Abschnitt wird das SIMULINK-Modell für die Regelung vorgestellt. Abbildung A.3 zeigt das zugehörige Blockschaltbild. Der blaue Kasten stellt auch hier die in Abschnitt A.1 erläuterte Synthese der TBL-Anregung dar. Die rote Box zeigt die verwendete Regelung. Alle Sensorsignale wurden eingelesen, einzeln verstärkt bis zur Stabilitätsgrenze, das Vorzeichen invertiert und so auf den Aktor geschaltet. Wurde eine Differenzialregelung für die direkte Geschwindigkeitsrückführung verwendet, wurde das Sensorsignal, bevor es eingespeist wurde, analog durch einen Hochpassfilter differenziert. Die Herleitung und Auslegung von diesem findet sich in Anhang A.3. Dieser Aufbau nimmt drei separate Regelkreise an. Die Annahme der unabhängigen Regelkreise ist hier in sofern zulässig, als der kolokale Sensor durch den an der selben Rippe befindlichen Aktor um Größenordnungen stärker beeinflusst wird, als die weiter entfernten Sensoren. Dieser Regelkreis ist in Abbildung A.2 dargestellt. Da eine maximale Beruhigung gewünscht wird, ist der Sollwert gleich null. Das Sensorsignal wird dann ggf. analog abgeleitet, verstärkt und invertiert, tiefpassgefiltert und auf den Aktor aufgeschaltet. Dieses Signal passiert die Strecke zwischen Aktor und Sensor und wird zusammen mit der Störung am Sensor gemessen. Um den auftretenden Instabilitäten zu begegnen, wurden zudem für die breitbandige TBL-Anregung mithilfe des MATLAB SISO-Tools verschiedene Kompensatoren ausgelegt. Hierfür wurde die in Abbildung A.2 rot umrandete Regelstrecke identifiziert und als Zustandsraummodell in das MATLAB SISO-Tool geladen. Die ermittelten Kompensatoren wurden anschließend im SIMULINK-Modell an den in Abbildung A.3 gelb gekennzeichneten Positionen eingefügt.

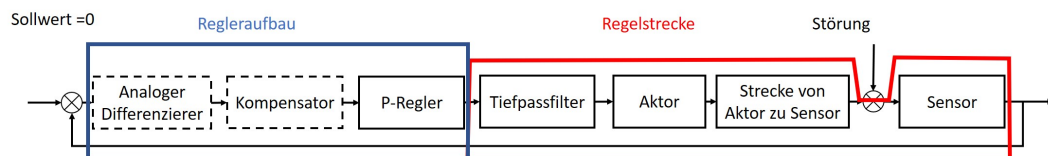


Abbildung A.2.: Regelung: Regelkreis

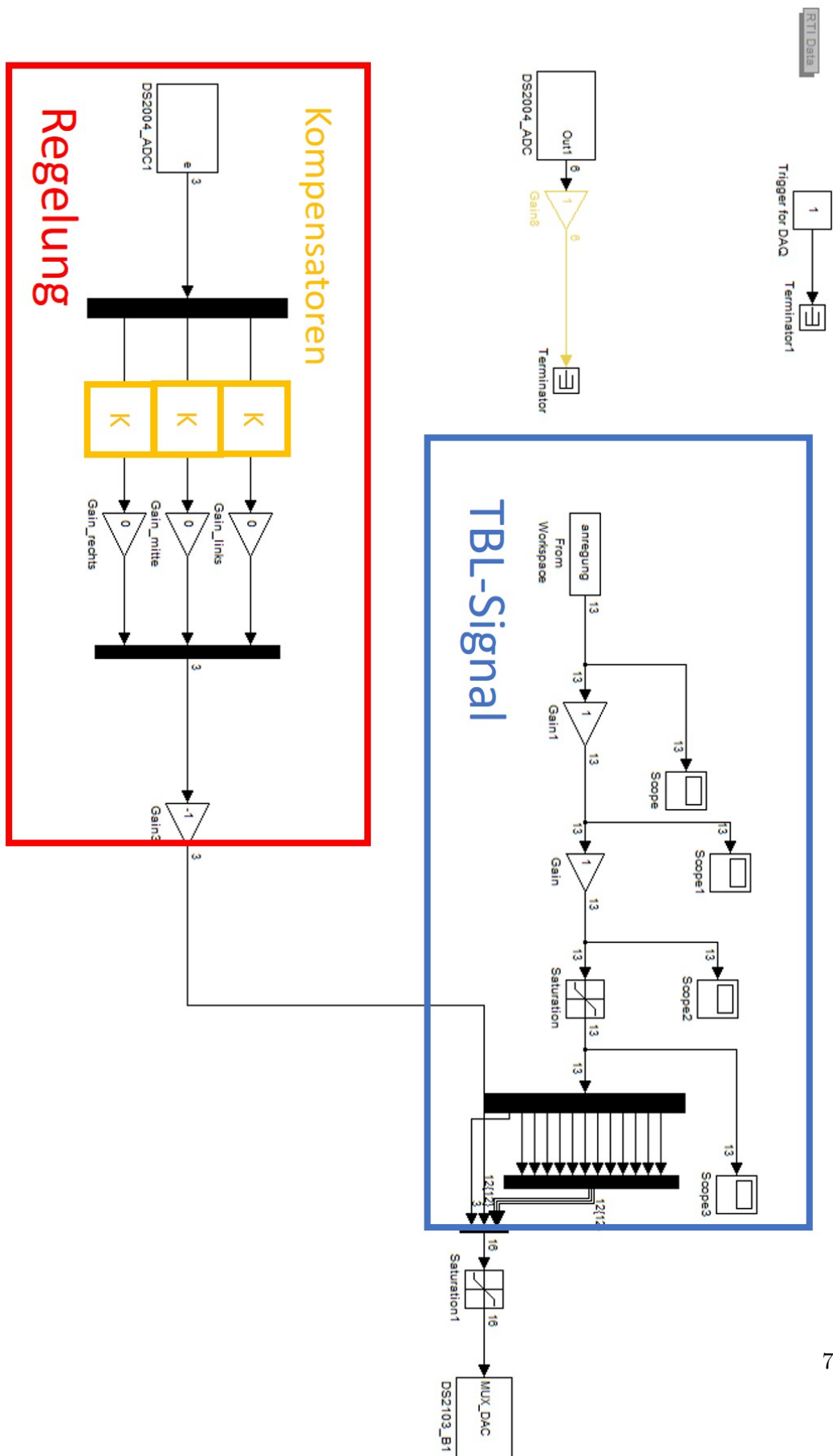


Abbildung A.3.: Regelung: Blockschaltbild

A.3. Auslegung des Hochpassfilters zur analogen Differentiation

Ein Hochpassfilter hat die Eigenschaft, unter seiner Grenzfrequenz als Differenzierer zu wirken. Abbildung A.4 zeigt den Aufbau eines solchen Hochpassfilters aus einem Widerstand und einer Kapazität. Gleichung 1.1 beschreibt dessen Übertragungsfunktion.

$$\frac{U_2}{U_1} = \frac{j\omega RC}{1 + j\omega RC} \quad (1.1)$$

Hier symbolisiert R den Widerstand, C die Kapazität, j die imaginäre Einheit und ω die Kreisfrequenz. Diese lässt sich unmittelbar durch Anwendung der Kirchhoffschen Gesetze, der Laplace-Transformation, sowie den Zusammenhängen von Strom und Spannung für Widerstände und Kapazitäten herleiten.

Unterhalb der Grenzfrequenz zeigt dieses Hochpassfilter Differentialverhalten, dar-

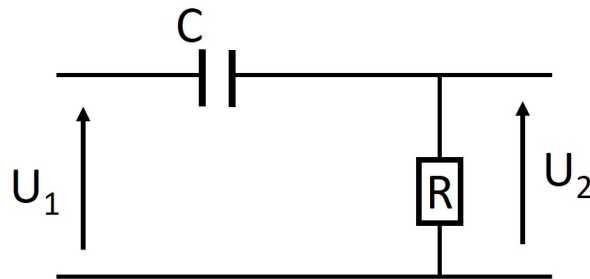


Abbildung A.4.: Aufbau eines Hochpassfilters

über Proportionalverhalten. Um das bereits schwache Sensorsignal der Piezokeramiken nur so wenig wie möglich abzuschwächen, sollten Widerstand und Kapazität so gewählt werden, dass die Grenzfrequenz nur wenig über 500 Hz liegt. In dieser Arbeit wurde ein Widerstand von $R = 500 \, \Omega$ und ein Kondensator mit der Kapazität von $C = 100 \, \text{nF}$ verwendet. Abbildung A.5 zeigt Phasen und Amplitudengang dieses Hochpassfilters mit einer resultierenden Grenzfrequenz von $f_G = 530,5 \, \text{Hz}$.

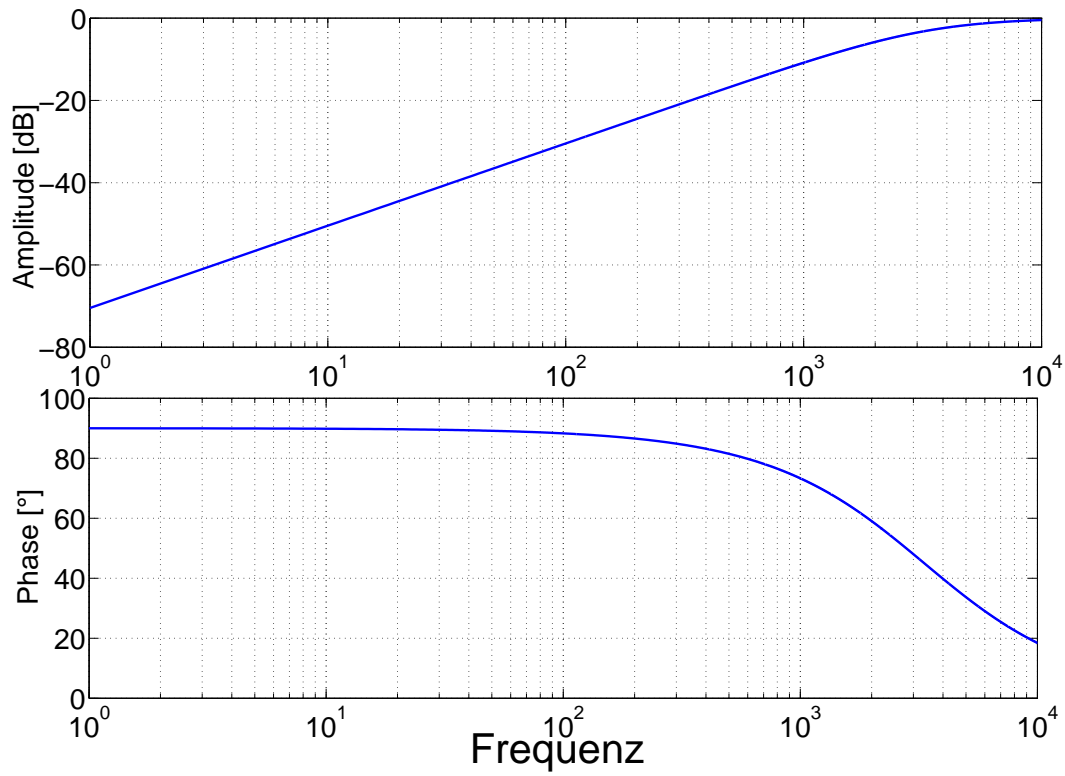


Abbildung A.5.: Amplituden- und Phasengang des verwendeten Hochpassfilters mit einem Widerstand $R = 500 \, \Omega$ und einem Kondensator mit der Kapazität von $C = 100 \, \text{nF}$